

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení



Zkušební zařízení plynových vzpěr
Test Bench of Gas Struts

Student: Bc. Tadeusz Czapla
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Lukáš Dvořák Ph.D.

Ostrava 2012

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tadeusz Czapla**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: Zkušební zařízení plynových vzpěr
Test Bench of Gas Struts

Zásady pro vypracování:

Navrhněte zkušební zařízení pro testování plynových vzpěr s brzdou. Maximální zdvih vzpěr je 500 mm, maximální síla pro stlačení vzpěry je 1000N. Zařízení má pracovat tak, že po odjištění brzdy je vzpěra stlačena, poté zabrzděna a po odbrzdění se samovolně vysune. Po vysunutí dojde k jejímu zajištění v horní poloze a po dvou sekundách se má celý cyklus automaticky opakovat. V rámci práce vypracujte:

1. přehled konstrukcí plynových vzpěr, jejich vlastností a použití,
2. návrh způsobu a metodiky zkoušení, návrh konstrukce zkušebního zařízení,
3. návrh pneumatického a elektropneumatického řídicího obvodu a dále navrhněte řízení pomocí PLC,
4. potřebné výpočty pro dimenzování prvků a proveďte jejich volbu,
5. dispoziční výkres zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.

BEATER, P. *Pneumatic drives: system design, modelling and control*. Berlin: Springer, 2007. 323 p. ISBN 978-3-540-69470-0

KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy díl 1. – Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB-TUO, 1996. 267 s. ISBN 80-7078-306-0

Typy vzpěr. Dostupné z < <http://www.plynova-vzpera.cz/> >

Lockline Gas Springs. Dostupné z: < <http://www.suspa.com/cz> >

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.**

Konzultant diplomové práce: **Ing. Miloslav Žáček**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

Kozubková

prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry




Farana

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012


podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 21.5.2012


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Tadeusz Czapla

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Třinec, Konská 40, 73961, ČR

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

CZAPLA, T. *Zkušební zařízení plynových vzpěr : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2012, 53 s. Vedoucí práce: Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem testovacího zařízení pro zkoušení plynových vzpěr. V rámci diplomové práce jsem vypracoval nejprve přehled konstrukcí a typů, vlastností a použití plynových vzpěr. Dále jsem provedl vstupní úvahu, týkající se konstrukčního řešení samotného zařízení, použitých pohonů a jejich alternativ, řídicích prvků a pracovního cyklu stroje. Dle požadavků v zadání jsem navrhl pneumatický i elektropneumatický řídicí obvod. Funkci obou typů řízení jsem odzkoušel v laboratoři pneumatických mechanismů a podrobně jsem popsal a vysvětlil jejich nejdůležitější části. Součástí práce jsou jak výpočty potřebné pro dimenzování prvků, tak výpočty pracovních parametrů a jejich rozmezí. Navrhované zařízení a jeho části byly namodelovány pomocí různých počítačových programů. V příloze diplomové práce jsou výkresy řídicích obvodů, sestavný výkres zařízení a datové CD s krátkými videozáznamy zkoušek navržených pracovních obvodů ve školní laboratoři pneumatických mechanismů.

DIPLOMA WORK ANNOTATION

CZAPLA, T. *Test Bench of Gas Struts : Diploma work*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2012, 53 p. Thesis head: Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

This diploma work deals with a test mechanism design for gas struts examination. Initially, I elaborated a survey of constructions and types, properties and gas braces use. After that, I performed an entrance contemplation related to a construction solution of the mechanism, propulsion used and their alternatives, driving elements and work cycle of the machine. According to requirements of assignment, I designed a pneumatic and electro-pneumatic driving circuit. I examined the function of both driving types in a laboratory of pneumatic mechanisms and I described it minutely and I explained the most important parts. The diploma work includes calculations necessary for dimensioning of elements, as well as calculations of work parameters and their range. The mechanism designed and its parts were shaped by means of different computer softwares. The supplement of the diploma work consists of driving circuit drawings, mechanism set drawing, and a data CD with short videos of designed work circuits examinations in a school laboratory of pneumatic mechanisms.

Obsah:

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	9
1. ÚVOD	11
2. PLYNOVÉ VZPĚRY	12
2.1. Konstrukce plynových vzpěr	12
2.2. Typy plynových vzpěr	13
2.2.1. Dle působení tlakového vzduchu	13
2.2.2. Dle typu konstrukce	13
2.2.3. Podle typu blokace	14
2.2.4. Speciální vzpěra s krytem pístu a stop pojistkou	15
2.3. Vlastnosti a parametry plynových vzpěr, použití	16
2.4. Technické předpisy pro skladování a montáž plynových vzpěr	18
3. ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ	20
3.1. Popis požadavků zařízení a jeho vlastností, měřené parametry	20
3.2. Konstrukční řešení	20
3.3. Pracovní cyklus pneumatického obvodu	21
3.4. Pneumatická část, motory	21
3.4.1. Ovládání brzdy testované vzpěry	21
3.4.2. Stlačování vzpěry, zátěžový test	22
3.4.3. Alternativní řešení pohonu, použití fluidních svalů	23
3.5. Řízení testovacího zařízení	24
3.5.1. Vstupní úvaha, krokový diagram	24
3.5.2. Způsoby řízení	25
3.6. Měření síly	26
4. NÁVRH ŘÍDICÍHO OBVODU	27
4.1. Plně pneumatický řídicí obvod	27
4.1.1. Pneumatický sekvencer	27
4.1.2. Obvod brzdy	28
4.1.3. Obvod hlavního motoru	29
4.1.4. Rozdělení hlavní tlakové větve, pracovní větve	29
4.1.5. Testovací větev	30
4.1.6. Zamezení zbytečného plnění	30
4.1.7. Počítání cyklů	31
4.1.8. Manipulační obvod	32
4.1.9. Pojistka proti spuštění testu	33
4.2. Elektropneumatický obvod	33
4.2.1. Pneumatické schéma ovládacího obvodu	34
4.2.1.1. Obvod brzdy	34

4.2.1.2.	Obvod hlavního válce	35
4.2.1.3.	Multiplikační větev	35
4.2.1.4.	Počítání cyklů	36
4.2.1.5.	Signální a ovládací prvky	36
4.2.2.	Testovací program	37
4.2.3.	Manipulace před a po testu	37
4.2.4.	Pojistka proti spuštění testu	38
5.	VÝPOČTY A DIMENZOVÁNÍ PRVKŮ	39
5.1.	Vstupní úvaha, návrh průměrů pístů, volba pracovních parametrů	39
5.1.1.	Vstupní úvaha	39
5.1.2.	Návrh průměru pístu hlavního válce	39
5.1.3.	Návrh pracovního tlaku a dosahované síly	40
5.1.4.	Kontrola síly na mezikruží	41
5.1.5.	Návrh průměru pístu válce brzdy	41
5.2.	Rozmezí pracovních tlaků, použití multiplikátoru tlaku	42
5.2.1.	Vstupní úvaha	42
5.2.2.	Kontrola síly na mezikruží pro pracovní tlak p_B	42
5.2.3.	Kontrola síly F_S pro pracovní tlak p_B	43
5.2.4.	Volba rozmezí pracovních tlaků a poměru zesílení tlaku	43
5.3.	Výpočet mezních parametrů testovacího zařízení	44
5.4.	Kontrola pístnice hlavního válce na vzpěr	44
5.5.	Výpočet ekvivalentního průtoku	45
6.	SPECIFIKACE POUŽITÝCH PRVKŮ	48
7.	ZÁVĚR	50
8.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY, ZDROJE	51
9.	SEZNAM PŘÍLOH	53

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Fyzikální symboly

A_r	[mm ²]	plocha průřezu tyče plynové vzpěry
E	[MPa]	modul pružnosti
F	[N]	síla hlavního válce vyvozená
F_1	[N]	vysouvací síla plynové vzpěry
F_2	[N]	síla válce brzdy potřebná pro odbrzdění vzpěry
F_B	[N]	blokovatelná (testovací) síla
F_{BZmax}	[N]	testovací síla při maximálním multiplikovaném tlaku
F_{kr}	[N]	kritická síla
F_{krDov}	[N]	dovolená kritická síla
F_m	[N]	síla na mezikruží
F_m'	[N]	síla na mezikruží pro tlak p_B
F_S	[N]	síla pro stlačení vzpěry
F_S'	[N]	Síla od hlavního válce, při sníženém tlaku
F_{skMax}	[N]	mezní vzpěr v koncové poloze
F_v	[N]	teoretická výsuvná síla plynové vzpěry
H	[mm]	zdvih hlavního válce
H_B	[mm]	zdvih válce brzdy
J	[mm ⁴]	moment setrvačnosti
L_{red}	[m]	redukováná délka
Q_1	[m ³ ·s ⁻¹]	průtok hlavního válce
Q_N	[m ³ ·s ⁻¹]	jmenovitý normálový průtok
Q_{Nekv}	[m ³ ·s ⁻¹]	ekvivalentní průtok
Q_{Nni}	[m ³ ·s ⁻¹]	dílčí normálový průtok prvku
S_1	[mm ²]	plocha pístu hlavního válce
S_3	[mm ²]	plocha pístu brzdy
S_m	[mm ²]	plocha mezikruží
S_p	[mm ²]	Předběžná plocha pístu:
S_{p3}	[mm ²]	předběžná plocha pístu motoru brzdy
d_1	[mm]	průměr pístu hlavního válce
d_2	[mm]	průměr pístnice hlavního válce
d_3	[mm]	průměr pístu válce brzdy

d_p	[mm]	předběžný průměr pístu hlavního válce
d_{p3}	[mm]	předběžný průměr pístu válce brzdy
p	[MPa]	pracovní tlak
p_{80}	[MPa]	pracovní tlak pro průměr pístu 80 mm
p_{100}	[MPa]	pracovní tlak pro průměr pístu 100 mm
p_{abs}	[MPa]	absolutní tlak
p_B	[MPa]	pracovní tlak válce brzdy
p_n	[MPa]	tlak plynové náplně
p_N	[MPa]	normální tlak
p_S	[MPa]	pracovní tlak systému
p_p	[MPa]	předběžný tlak systému
p_{Zmax}	[MPa]	maximální multiplikovaný tlak systému
v_1	[m·s ⁻¹]	rychlost vysouvání hlavního válce
ν	[1]	součinitel bezpečnosti

Pneumatické zkratky

2/2 NC	dvoucestný dvoupolohový rozvaděč, v normální poloze uzavřený
2/2 NO	dvoucestný dvoupolohový rozvaděč, v normální poloze otevřený
3/2 NC	třícestný dvoupolohový rozvaděč, v normální poloze uzavřený
3/2 NO	třícestný dvoupolohový rozvaděč, v normální poloze otevřený
5/2	pěticestý dvoupolohový rozvaděč
5/3	pěticestý třípolohový rozvaděč
A+	vysouvání pístnice motoru A
A-	zasouvání pístnice motoru A
A1 - A12	výstupy taktovacího řetězce
B+	vysouvání pístnice motoru B
B-	zasouvání pístnice motoru B
I0.0 – I0.7	signální prvky
LDR	Ladder Diagram – programový jazyk
STL	Statement List – programový jazyk
O0.0 – O0.8	řídící prvky
OR	dvojitlaký ventil s logickou funkcí „nebo“
X1- X12	vstupy taktovacího řetězce

1. ÚVOD

Diplomová práce se zabývá návrhem testovacího zařízení pro zkoušení plynových vzpěr. Literární rešerše ve druhé kapitole této práce plní funkci vstupní úvahy, s uvedením do problematiky plynových vzpěr jako takových, za účelem získání přehledu o konstrukčních typech, vlastnostech, dosahovaných parametrech a možnostech využití plynových vzpěr. Třetí kapitola je teoretickým rozbořem, týkajícím se konstrukčního řešení samotného zařízení, návrhu použitých pohonů a jejich alternativ, řídicích prvků a pracovního cyklu stroje, se zohledněním požadavků uvedených v zadání. Vycházejíce z tohoto rozboru, jsem dále navrhoval plně pneumatický a elektropneumatický řídicí obvod tak, aby splnil všechny podmínky. Funkci obou typů řízení jsem odzkoušel ve školní laboratoři pneumatických mechanismů a podrobně jsem popsal a vysvětlil jejich nejdůležitější části. Pro realizaci jsem vybral elektropneumatický obvod, řízený programovatelnou řídicí jednotkou, pro který byly prováděny všechny výpočty, a pro jehož realizaci byly specifikovány potřebné prvky. Ve výpočtové části práce jsou uvedeny výpočty pro návrh hlavního pneumatického válce, pneumatického válce ovládajícího brzdu plynové vzpěry, volba pracovního tlaku a výpočet ekvivalentního průtoku. Navrhované zařízení či jeho části byly namodelovány pomocí různých počítačových programů. V příloze diplomové práce jsou výkresy řídicích obvodů, sestavný výkres zařízení, program řídicí jednotky a datové CD s krátkými videozáznamy zkoušek navržených pracovních obvodů a pořízenými fotografiemi.



Obr. 1 – Ilustrační řez plynovou vzpěrou

2. PLYNOVÉ VZPĚRY

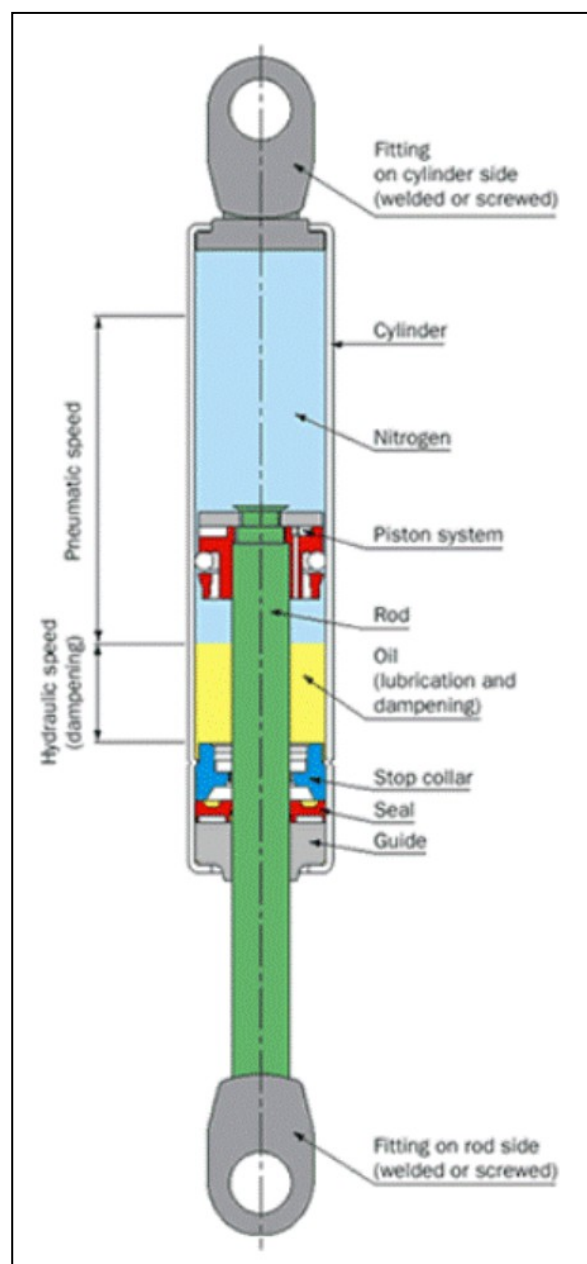
Plynové vzpěry pracují na principu utěsněného válce se stlačeným plynem (dusíkem). Jejich hlavním využitím jsou mechanismy pro zvedání či spouštění, nebo pro otvírání či uzavírání [10], s vertikálním nebo horizontálním pohybem. Velký sortiment vzpěr umožňuje volbu potřebné jmenovité síly a prvků pro nastavení pohybu podle konkrétních požadavků. Široká nabídka přípojovacích a koncových dílů v různých provedeních, v kombinaci s variabilitou průměrů pístnice a válce umožňují široké využití plynových vzpěr v nejrozličnějších odvětvích průmyslu i běžného domácího použití.

2.1. Konstrukce plynových vzpěr

Plynová vzpěra, respektive pružina je v podstatě utěsněný válec s pístní tyčí, kterou je možné zatlačit do válce. Obsahuje přírodní / ekologický dusík a velmi malé množství oleje. Na obou stranách pístu jsou stejné tlaky. Stlačený plyn vytlačuje pístní tyč z válce, protože plocha pístu je na straně tyče menší.

Obrázek 2.1.1 znázorňuje tlačnou plynovou vzpěru v řezu typu LIFT – ACTION od firmy Gaysan [15]. Vzpěra je tvořena válcem s natlakovaným plynem, výsuvnou pístnicí, pístem a těsněním. Zpomalení pohybu pístnice při dojezdu do koncové polohy je zajišťováno malým množstvím oleje ve válci, přičemž regulací jeho množství lze řídit velikost koncového tlumení. Velikostí průměru přepouštěcích otvorů je pak možné řídit rychlost pohybu vlastního pístu. Plynové pružiny Lift-Action jsou bezúdržbové.

V závislosti na tom, zda hlavní plynová část vzpěry působí na plnou plochu pístu (jak je tomu například u uvedené pružiny Lift-Action) nebo na mezikruží pístu, rozlišujeme vzpěry tažné nebo tlačné.



Obr. 2.1.1 – Konstrukce plynové vzpěry

2.2. Typy plynových vzpěr

Plynové vzpěry můžeme dělit podle nejrůznějších kritérií či konstrukčních provedení. Pro příklad uvádím níže rozdělení, jaké uvádí firma Moliton [11], výrobce plynových vzpěr pro nejrůznější použití.

2.2.1. Dle působení tlakového vzduchu

Na plochu pístu – tlačné

- při vtlačování pístní tyče do válce dochází ke stlačování plynu a tím i k nárůstu síly, která je později využita k vytlačení pístnice.

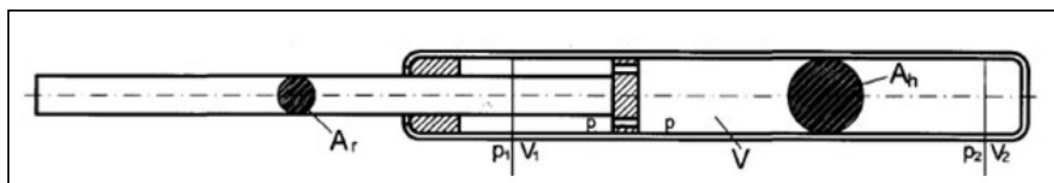
Na plochu mezikruží – tažné

- pracují opačně než tlačné. Pístní tyč je tažená do válce pomocí stlačeného plynu v tomto válci. Tažné plynové vzpěry se používají tam, kde z nedostatku prostoru není možné použít tlačnou plynovou vzpěru.

2.2.2. Dle typu konstrukce

Standardní

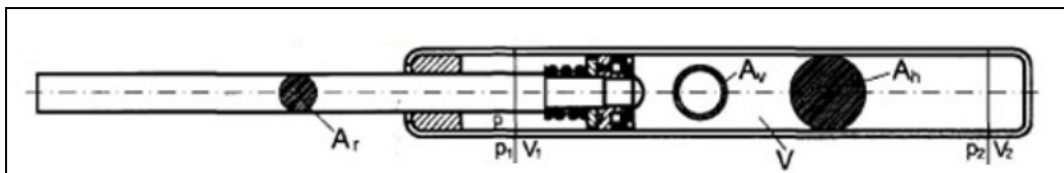
- Na obou stranách pístu jsou stejné tlaky. Stlačený plyn vytlačuje pístní tyč z válce, protože plocha pístu je na straně tyče menší. Teoretická výsuvná síla je vyjádřena následujícím vztahem: $F_v = p_n \cdot A_r$, kde: p je tlak plynové náplně v plynové pružině a A_r je průřez tyče. Síla plynové pružiny se při zatlačování tyče zvyšuje a při vysouvání tyče snižuje působením třecí síly.



Obr. 2.2.2.1 – Řez standardní plynovou vzpěrou

Konzolové

- Konzolová (podpěrná) plynová pružina (nazývaná jinými výrobci HIDRO-LIFT nebo HIDROPANDER) je speciální verze standardní plynové pružiny, u které je píst vybaven blokovacím ventilem pružiny ve směru zatlačování dovnitř. Tento blokový ventil se otevře jen při stanoveném tlakovém rozdílu. V důsledku toho se zatlačovací síla zvyšuje o sílu, získanou z tlakového rozdílu. Výsuvný pohyb tyče není omezený a výsuvná síla je nezměnná. Konzolová plynová pružina se s výhodou používá pro zvedání pohyblivého dílu (okna, dveří, krytu atd.) jen s vnější pomocí s možností zastavení zvedání v libovolné poloze.



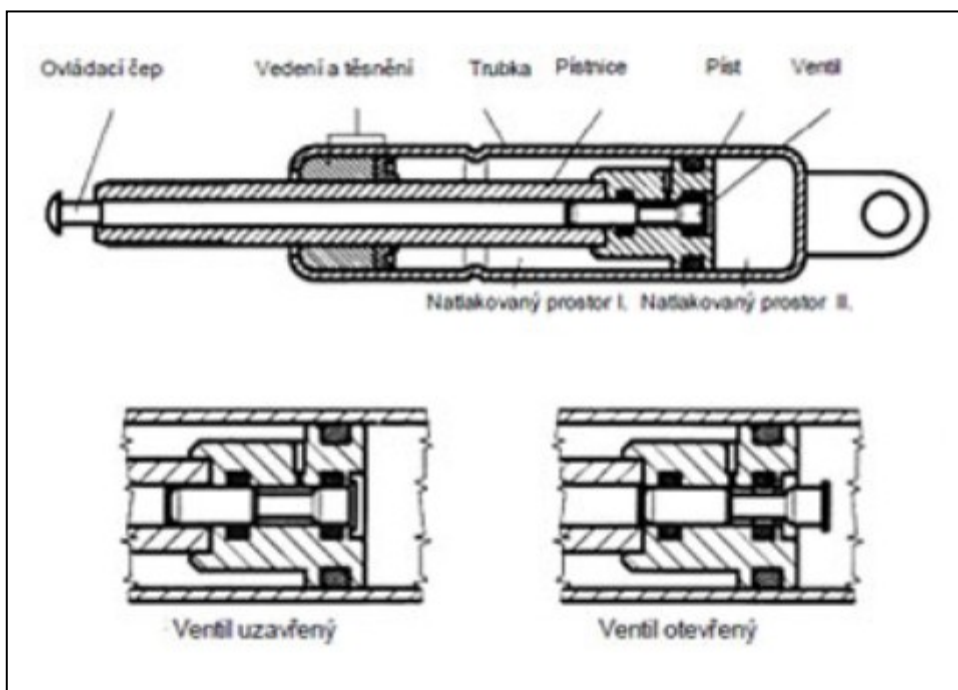
Obr. 2.2.2.2 – Řez konzolovou plynovou vzpěrou

2.2.3. Podle typu blokace

Bez blokace.

S pružným blokováním

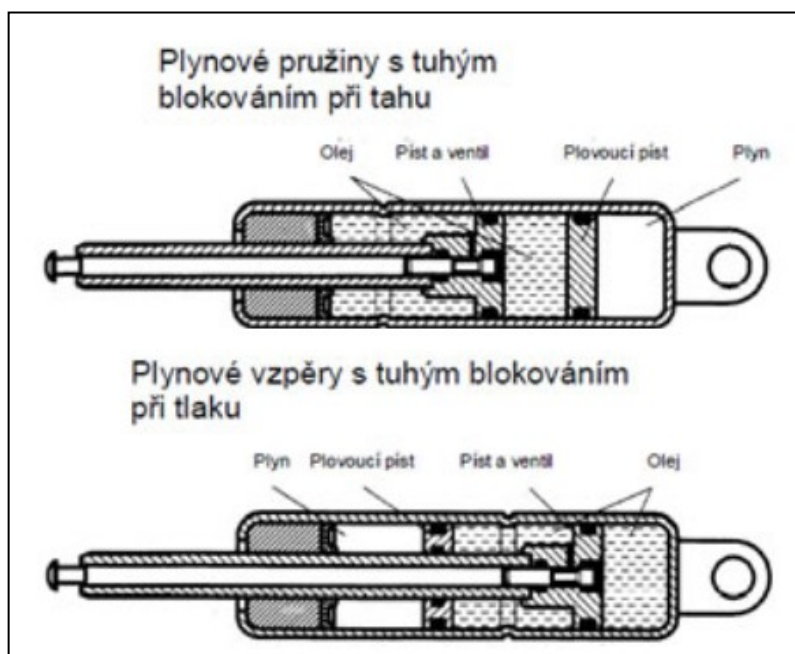
- Funkce blokovatelné plynové vzpěry je znázorněna na obrázku níže. Proud plynu mezi dvěma stranami pístu je blokován pomocí zabudovaného ventilu. V základním nastavení je ventil uzavřen, lze jej ovládat pomocí ovládacího čepu vedoucího z pístu skrz pístnici. Při uzamčení ventilu v dané poloze dojde k vyvážení sil provázenému minimálním pohybem pístu. Tak je píst pružně zablokován v dané poloze.



Obr. 2.2.3.1 – Plynová vzpěra s pružným blokováním

S tuhým blokováním

- V těchto plynových vzpěrách je olejový prostor oddělený od plynového prostoru pomocným plovoucím pístem. Píst je vždy v olejovém prostoru. V závislosti na poloze plynové vzpěry lze tyto plynové vzpěry napevno zablokovat buď tlakem, nebo tahem. V obou případech jsou po obou stranách pístu pouze olejové prostory. Když je ventil uzavřený, píst se může pohybovat směrem k plynovému prostoru pouze, pokud je síla vyvíjená zvnějšku větší než síla vyvíjená tlakem plynu. Píst lze zablokovat v kterékoli poloze v celém rozmezí zdvihu. Když je ventil otevřený, plynová vzpěra funguje jako standardní plynová vzpěra.



Obr. 2.2.3.2 – Plynová vzpěra s tuhým blokováním

2.2.4. Speciální vzpěra s krytem pístu a stop pojistkou

Tato standardní vzpěra je upravena tak, aby v případě její náhlé poruchy zabránila poškození majetku nebo zranění osob. Na pístnici je upevněn válec, který je napůl rozříznutý a je zajištěn pružinou. Pružina vyvíjí tlak směrem ven a tím zajišťuje vysunutou polohu vzpěry. Vzpěra se uvolní ručním stlačením pojistky směrem dovnitř, pak teprve může být vzpěra stlačena do výchozí polohy. Popisovaný typ vzpěry je na obrázku 2.2.4.



Obr. 2.2.4 – Plynová vzpěra s krytem a pojistkou

2.3. Vlastnosti a parametry plynových vzpěr, použití

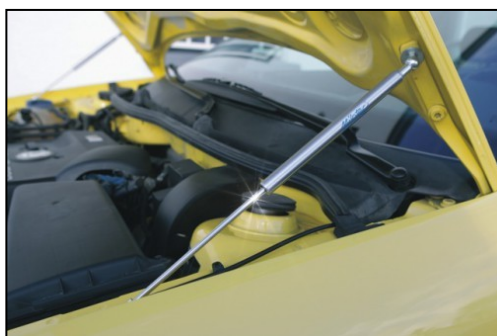
Různí výrobci se v tomto ohledu maličko liší [6], [7], [11], [14], uvádějí parametry svých výrobků v o něco málo širším rozsahu, avšak obecně by se daly jejich hodnoty určit takto:

- vysouvací rychlost 0,2 až 0,4 m s⁻¹
- teplotní rozsah použití – 30°C až + 80°C
- jmenovitá tlačná síla 50 až 10 000 N
- pracovní zdvih 50 až 600 mm
- pracovní plyn dusík
- zabudování /skladování: svislé, pístnicí dolů, odklon do 60°
- délka koncového tlumení: (20±10) mm
- záruka 50 000 zdvihů

Ve většině případů nabízejí výrobci na požádání například zvýšení teplotního rozsahu, popřípadě speciální konstrukce pro libovolnou montážní polohu. Plynové vzpěry je možné instalovat v jakékoliv poloze, nicméně je doporučeno, aby pístnice směřovala směrem dolů, čímž je zajištěno optimální mazání a vedení pístnice. Mohou být rovněž konstruovány se dvojitým zdvihem, pro případy, kdy potřebujeme vyvinout dvě různé síly. Vyrábějí se rovněž teleskopické plynové vzpěry, při speciálních požadavcích na velký zdvih. Záleží vždy na konkrétním výrobcí a konkrétních požadavcích zákazníka.

Hlavní předností plynových vzpěr je velmi nízká váha v poměru k parametrům dosahované jmenovité síly [12]. Množství konstrukčních provedení pro použití téměř kdekoli.

Zvláště výhodné je užití vzpěr u otevírání nebo přestavování klapek, dveří, oken, krytů a jiných pohyblivých elementů.[13] V nábytkářském, automobilovém průmyslu, ve strojírenství, zdravotní technice se staly znakem ovládacího komfortu a technické úrovně.



Obr. 2.3.1 Zvedání kapoty automobilu



Obr. 2.3.5 Sítotiskový stůl



Obr. 2.3.2 Regulace polohy hlavové a nožních opěrek zdravotnického křesla



Obr. 2.3.6 Vitrína



Obr. 2.3.3 Podepření dvířek skříně



Obr. 2.3.7 Víko vířivky drží plynová vzpěra



Obr. 2.3.4 Zvedání kabiny letadla



Obr. 2.3.8 Výškově nastavitelná židle

2.4. Technické předpisy pro skladování a montáž plynových vzpěr

Níže jsou k dispozici technické předpisy pro montáž, konstrukční práce a skladování plynových vzpěr, jak je na svých internetových stránkách uvádí výrobce – firma Eckold [8].

- Jsou-li použity tlačné, tažné plynové vzpěry nebo tlumiče tam, kde by jejich závada mohla vést k osobním nebo věcným škodám, musí být použity přídatné jistící zařízení. Plynové vzpěry mohou být použity pro leteckou, kosmickou nebo lodní výrobu pouze s písemným svolením výrobce.
- Při předepsaném skladování nedochází ke ztrátám tlaku, přesto tyto produkty nemají být skladovány déle než 1 rok. Po delším skladování nebo nepoužívání může dojít ke slepení a tím i k nutnosti použití větší síly k prvnímu stlačení, případně vytažení. Před vestavbou musí být odstraněna plastická ochranná fólie nasunutá na produktech.
- Plynové vzpěry tlačné i tažné jakož i tlumiče jsou díly, které se opotřebovávají a musejí být, podle užití a zatížení, měněny. Musejí být obzvláště chráněny před korozí. Z produktů může uniknout malé množství hydraulického oleje. Ten nesmí přijít do styku s potravinami a spodní vodou.
- Plnit produkty je dovoleno pouze s písemným svolením výrobce.
- Neotvírat – vysoký tlak. Nevystavovat teplotám vyšším jak 80°C.
- Při vestavbě je nutné ponechat vůli. Upevňovací body je nutno udržovat dobře pohyblivé (mazat). Vysoké třecí síly snižují životnost produktů.
- Našroubované koncovky musí být úplně došroubovány. Při použití produktů tam, kde dochází k vibracím, musejí být koncovky jištěny proti uvolnění, například lepidlem.
- Musí se zamezit ohýbání produktů. U produktů s dlouhým zdvihem musí být přídatné vedení.
- Je přípustné pouze osové zatížení. Torsní nebo příčné zatížení musí být vyloučeno.
- Plynové vzpěry tlačné nesmí být zatíženy tahem, plynové pružiny tažné nesmí být zatíženy tlakem.
- Plynové vzpěry tlačné, tažné i tlumiče mohou být užity jako koncové dorazy pouze v případě, že zatížení nepřekročí o více než 30 % jmenovité zatížení.

- Rozsah teplot pro použití je od mínus 20 °C do plus 80 °C. Při použití v mínus hodnotách prosíme o informace. Při změnách teplot dochází i ke změnám tažných (tlačných) sil. Mění se i viskozita oleje. Změna je obzvlášť patrná u tažných pružin.
- I malé poškození, koroze, zbytky barvy vedou k výpadku funkce. (Jsou poškozena těsnění). Trubka válce nesmí být poškozena nebo deformována. Jakékoliv poškození vede ke ztrátě záruky.
- Plynové pružiny tažné jsou otevřené systémy. Je proto nutné zamezit průniku nečistot nebo jiných médií odvzdušňovacím otvorem na konci válce dovnitř. (Vestavba s pístem orientovaným nahoru).
- Blokovatelné plynové vzpěry mají místo pístové tyčky trubku, ve které se nachází kolík. Nesmí docházet ke znečištění kolíku. To by mohlo vést ke korozi uvnitř trubky a zadření kolíku. Bude-li produkt s blokováním použit tam, kde dochází ke styku s čisticími prostředky, např. u nemocničních lůžek, mělo by nám to být sděleno. Maximální počet zdvihů cca 30 000.
- Vestavba a užití plynových vzpěr má být testováno uživatelem za dodržení technických předpisů. Použití a vestavba jsou tak různorodé, proto nemohou být všechny parametry dané zákazníkem vyzkoušeny a testovány. V zásadě musí být sděleno, zda budou produkty užívány za normálních podmínek (20 °C, přirozené okolí - vzduch nebo zda budou působit jiné podmínky).

3. ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ

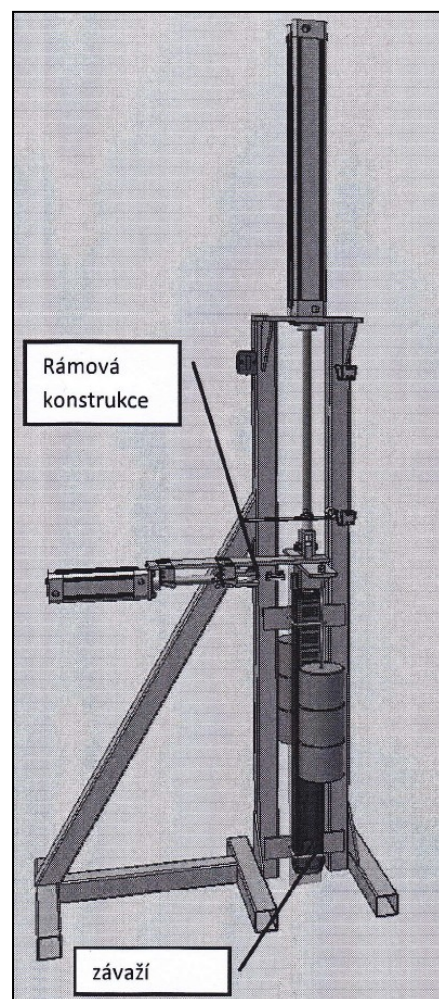
3.1. Popis požadavků zařízení a jeho vlastností, měřené parametry

Navrhované zařízení bude sloužit k testování tlačných plynových vzpěr, které mají vyvozovat sílu 40 – 700 N. Plynová vzpěra bude výškově stavitelná se zdvihem do 500 mm a brzděna, uvolňovací síla pro odbrzdění je maximálně 50 N.

Zařízení bude mít dva pneumatické motory, jeden pro stlačování plynové vzpěry, druhý pro odbrzdění. V dalších kapitolách jsou postupně navrženy obvody řízení, pneumatické i elektropneumatické. Zařízení bude splňovat podmínku automatického chodu, testování vyvozené síly a počítání cyklů. Na obrázku 3.2.1 je znázorněn předběžný návrh zkušebního zařízení, na jehož základě budu analyzovat jednotlivé části zařízení, jeho prostorové i funkční řešení.

3.2. Konstrukční řešení

Zařízení má sloužit k testování tlačných plynových vzpěr, jejichž doporučená pracovní poloha je svislá. Zařízení je proto tvořeno jednoduchou rámovou konstrukcí, vycházející z předběžného návrhu na obrázku 3.2.1. Součástí zařízení je závaží, pomocí kterého je možné testovat vyvození tlačné síly plynové vzpěry různých hodnot. Konstrukce má variabilní systém upevnění, který dovoluje testování vzpěr různých zdvihů. Sestavný výkres navrženého zařízení je v příloze F (DP_CZA011_6_SESTAVA).



Obr. 3.2.1 Předběžný návrh testovacího zařízení

3.3. Pracovní cyklus pneumatického obvodu

Pracovní cyklus pneumatického obvodu závisí na samotném průběhu testu. V základní poloze je plynová vzpěra stlačena, nejprve tedy musí dojít k uvolnění brzdy prvním pneumatickým válcem, poté se vzpěra vysune. Po dojezdu do koncové polohy dojde k zabrzdění vzpěry a zátěžovému testu na stanovenou sílu pomocí druhého válce. Po uplynutí časového intervalu 2 vteřin, dojde opět k odbrzdění vzpěry, a poté k jejímu zasunutí do koncové, respektive výchozí polohy. Cyklus se po dvouvteřinové časové prodlevě opakuje.

3.4. Pneumatická část, motory

Testovací zařízení bude mít dva hlavní výkonové členy, jeden pneumatický válec ovládající brzdu plynové vzpěry, druhý válec stlačující plynovou vzpěru a vyvozující hlavní testovací zatížení. V této kapitole se pokusím vybrat pohony, které by potřebné funkce zastaly.

3.4.1. Ovládání brzdy testované vzpěry

Vůbec prvním vykonávaným pohybem v pracovním cyklu je odbrzdění plynové vzpěry, která se následně bude vysouvat. Jelikož po dobu vysouvání plynové vzpěry musí být brzda stále odbrzděná, musí válec po vykonání pohybu při odbrzdění v této poloze zůstat. Ke zpětnému pohybu dojde až po vysunutí vzpěry do koncové polohy, tehdy se vzpěra opět zabrzdí. Brzda na plynové vzpěře je ovládána lankem a pružinou. Vyvozením tažné síly na lanko dojde k odbrzdění, po zániku této síly pružina vzpěru opět zabrzdí. Z toho vyplývá, že pro realizaci pohybu brzdy by mohl postačit jednočinný pneumatický válec, ke kterému když přivedeme tlak, provede odbrzdění plynové vzpěry zatáhnutím lanka, po zániku tlaku a odvětrání válce dojde jak ke zpětnému pohybu válce, tak i díky pružině brzdy plynové vzpěry k okamžitému zabrzdění.

Pro tuto funkci tedy lze zvolit menší přímočarý pneumatický válec, se zdvihem kolem 100 mm (kratší nebo delší, v závislosti na konkrétním typu plynové vzpěry), vyvozující podle zadání maximální uvolňovací sílu 50 N. Vzhledem k tomu, že je odbrzdění vzpěry ovládáno na konci její pístnice, bude se muset válec brzdy pohybovat nahoru a dolů společně s pístnicí vzpěry. Budu proto chtít navrhnout válec co nejmenších rozměrů. Nabízí se proto použití bezpístnicového pneumatického motoru, který bude upevněn na konzole nad vzpěrrou, spolu se závěsným závažím.

3.4.2. Stlačování vzpěry, zátěžový test

Druhým výkonovým prvkem zkušebního zařízení bude pneumomotor zajišťující stlačení vzpěry do základní polohy, avšak bude mít i další úlohu, kterou je testování brzdy ve vysunuté poloze. Po vysunutí bude po dobu dvou vteřin testována brzda plynové vzpěry, zda odolá požadovanému zatížení a nedojde k zatlačování vzpěry. Zatížení bude vyvozováno jednak zavěšeným závažím, tak přitlakem pneumatického válce. Po uběhnutí zkušebního intervalu dojde k odbrzdění brzdy a vzpěra bude stlačena do výchozí polohy. Po krátké časové prodlevě (1-2 s) se cyklus bude opakovat. Vratný pohyb motoru stlačujícího vzpěru, zajistí samotná vzpěra na začátku dalšího cyklu, po odbrzdění a následném vysouvání. Z toho vyplývá, že i v tomto případě budeme potřebovat vyvozovat sílu pouze v jednom směru, tudíž by postačil opět jednočinný pneumatický válec.

Otázkou však je, jestli plynová vzpěra dokáže také uzvednout zátěž, na kterou je dimenzována, a nejen odolat jejímu zatížení ve vysunuté poloze. Analogii hledejme u kancelářské židle. Tu si každý uživatel seřídí do potřebné výšky, poté se pohodlně usadí. Pohybem páčky židle pak může, aniž by vstal, spustit židli níže. Avšak pokud chceme židli zvednout, musíme vstát, a páčkou pohnout bez toho, abychom na židli seděli – bez zatížení. Z toho vyplývá, že plynová vzpěra, respektive její brzda zabrzdí větší zatížení, než je samotná vzpěra schopna uzvednout.

Přihlédneme-li při návrhu pohonu testovacího zařízení k této skutečnosti, máme dvě možnosti, jak předejít tomu aby nám vzpěra nezůstala stlačená, a nemohla se vysunout.

První možností je použití, jak již bylo zmíněno, jednočinného přímočarého pneumatického válce ke stlačování vzpěry a k testu brzdy. Zavěšené závaží však nesmí vyvozovat větší zatížení, než je tlačná síla plynové vzpěry, aby byla vzpěra schopna se po odbrzdění vysunout. Pro testování brzdy pak bude potřeba větší síly od stlačovacího válce.

Druhou variantou může být dvojčinný pneumatický motor, který bychom použili v případě, že zatížení od závaží bude větší než tlačná síla vzpěry. Dvojčinný motor pak zajistí v jednom směru nejprve spolu se silou od zavěšeného závaží, test brzdy plynové vzpěry, po testu a odbrzdění pak zasunutí vzpěry do základní polohy. V opačném směru zase zvedne závaží, odlehčí vzpěru, která tak bude připravena na začátek nového cyklu - další vysunutí.

Zkusíme-li se nyní zamyslet na klady a zápory jednoho či druhého řešení, musíme se zamyslet nejen nad průběhem samotného testu, ale i nad tím, co jemu předchází, a po něm následuje. Do testovacího zařízení vkládáme vzpěru zabrzděnou a zasunutou, ve stejném stavu ji chceme ze zařízení také odebírat. Z tohoto prostého důvodu považuji za vhodnější použití dvojčinného pneumatického válce, který nám před testem závaží zvedne, bude

možné bez námahy vzpěru v zařízení umístit, po skončení testu zase s jeho pomocí závaží zvedneme a stlačenou vzpěru ze zařízení vyjmeme. Při použití jednočinného válce sice budeme mít na konci testu plynovou vzpěru stlačenou, ale budeme mít vysunutou pístnici stlačovacího válce, protože zpětný pohyb válce v průběhu testu zajišťovala samotná vzpěra, a navíc bude vzpěra zatížená závěsným závažím. Pro její uvolnění ze zařízení by pak bylo nejprve potřeba odmontovat zátěž. Teprve poté by se nezatížená pístnice jednočinného motoru zasunula silou pružiny. Pak by bylo možné vzpěru vyjmout, připravit další kus k testu. Jenže před jeho začátkem by zase bylo potřeba přimontovat závaží, čímž nám přibývá zbytečná manuální práce a prodlužuje se doba testu jednoho kusu.

Je nutné závaží? Nestačí pouze působit silou stlačovacího válce na vzpěru a tím získat potřebné zatížení? Přímochařým válcem při absenci závaží bychom byli schopni otestovat brzdu, maximální přípustnou zátěž, byli bychom schopni také zatlačit vzpěru do výchozí polohy. Menší komplikace nastává ve zkoušení tlačné síly plynové vzpěry. Zavěšením závaží potřebné tíhy, nejjednodušeji zjistíme, zda plynová vzpěra dokáže překonat konkrétní sílu po celém zdvihu. Pokud se po odbrzdění nevysune, hned víme, že dané závaží vyvíjí takovou sílu, kterou již vzpěra nepřekoná. Budeme-li chtít tento test provádět bez závaží, vyžádá si to komplikovanější obvod s použitím většího množství funkčních i řídicích a signálních prvků.

Pro realizaci hlavního testovacího pohybu a stlačování plynové vzpěry tedy volím dvojčinný pneumatický válec v kombinaci se závažím. Závažím nepřekračujícím maximální tlačnou sílu vzpěry, bude tato síla zkoušena. Dvojčinným válcem jsem schopen vyvodit požadované testovací zatížení na brzdě ve vysunuté poloze vzpěry, jsem schopen zatlačit vzpěru do základní polohy, a dosáhnou manipulačního komfortu při obsluze samotného zařízení.

3.4.3. Alternativní řešení pohonu, použití fluidních svalů

Pneumatický „fluidní sval“ je novým typem pneumatického pohonu, a je vynálezem společnosti Festo. Jak uvádí výrobce [9], jejich bionický charakter spočívá v tom, že když se fluidní sval plní vzduchem, zvětšuje svůj průměr a zmenšuje svou délku, čímž umožňuje realizaci plynulých, elastických pohybů, sledů pohybů, které se blíží lidským pohybům nejen z hlediska kinematiky, rychlosti a síly, ale také citlivosti. Fluidní svaly vyvíjejí až desetkrát větší sílu než porovnatelně velké standardní pneumatické válce, jsou velmi tuhé a mohou být používány v extrémních a prašných podmínkách i ve vodě. Výhodou je pohyb bez „stick-slip“ efektu. Jak je ale z popisu patrné, jedná se o jednočinný pneumatický pohon, který vyvozuje pouze tažnou sílu.

V rozboru v předchozích kapitolách jsem uvedl, že by bylo možné použít jednočinný přímočarý pneumatický válec pro ovládání brzdy plynové vzpěry. Tuto funkci by mohl zastat i fluidní sval, avšak jeho hlavní předností je vyvozovaná velká síla ve srovnání se stejně velkým přímočarým pneumomotorem, což při síle 50 N, kterou mám zadanou jako maximální, by bylo zbytečným přepychem. Jelikož se jedná o moderní technologii, lze předpokládat vyšší cenu, než u běžných pneumatických válců, proto se přikláním k volbě obyčejného pneumatického válce pro ovládání brzdy. Zvolený hlavní dvojčinný přímočarý pneumatický válec by musel být nahrazen dvojicí fluidních svalů, pro oba směry pohybu. Dle katalogu výrobce je pracovní zdvih těchto motorů 25% jejich délky, tudíž pro zdvih 500 mm, který je zadán jako maximální pro testování, bychom potřebovali motory o délce 2 m - čímž se pro aplikaci na zadaném zkušebním zařízení stávají spíše nepoužitelnými. Určitě by bylo možné zařízení zkonstruovat pomocí těchto pohonů, avšak na úkor jednoduchosti a prostorové náročnosti celého zařízení.

3.5. Řízení testovacího zařízení

Zvolil jsem již pohony testovacího zařízení, znám také sled operací a průběh testovacího cyklu. V této kapitole se pokusím analyzovat možné způsoby řízení a porovnat jejich výhody a nevýhody.

3.5.1. Vstupní úvaha, krokový diagram

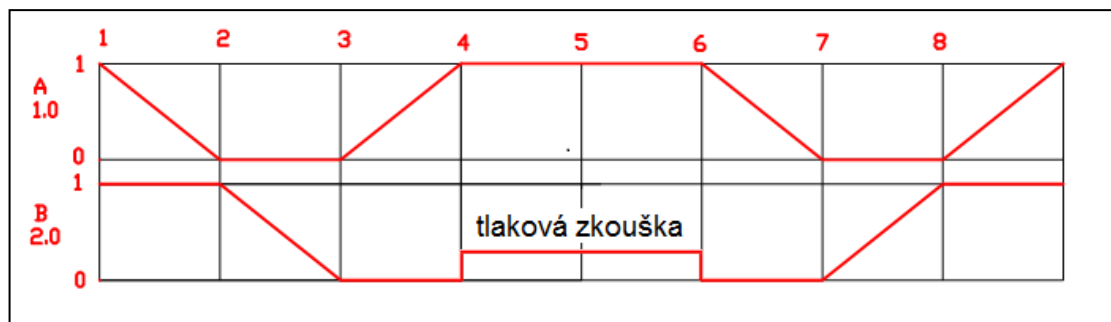
Budu-li vycházet z pracovního cyklu popsaného v kapitole 3.3, mohu označit menší válec pro ovládání brzdy „A“ (resp. 1.0), a větší válec pro stlačování vzpěry a zátěžový test „B“ (resp. 2.0). Pneumomotor A (1.0) má na začátku cyklu pro odbrzdění brzdy zatáhnout lanko, tudíž bude jeho základní poloha vysunutá, pro odbrzdění se zasune. Válec B (2.0) ve svém posledním kroku testovacího cyklu zasouvá plynovou vzpěru, je tedy na začátku nového cyklu ve výchozí poloze rovněž vysunutý.

Chronologický sled, zapsaný dle skript [3], vykonávaných operací je tedy následující:

1. Pneumomotor A se zasune, odbrzdí plynovou vzpěru
2. Plynová vzpěra zasune pístnici motoru B
3. Pneumomotor A se vysune, zabrzdí plynovou vzpěru
4. Pneumomotor B provádí zkoušku, působí silovým účinkem na zabrzděnou vzpěru
5. Pneumomotor B konec zkoušky, odvětrání válce
6. Pneumomotor A se zasune, odbrzdí plynovou vzpěru
7. Pneumomotor B se vysouvá, stlačuje plynovou vzpěru do základní polohy
8. Pneumomotor A se vysune, zabrzdí plynovou vzpěru

9. Po časové prodlevě začátek nového cyklu

Podle popisu operací sestavuji krokový diagram, který je na obrázku 3.5.1. Jedná se zatím pouze o orientační krokový diagram, jelikož v něm nejsou uvedeny signál od řídicích prvků a koncových snímačů, protože pro různé varianty ovládání se budou tyto prvky lišit.



Obr. 3.5.1 Krokový diagram

Sled operací je také možno zapsat zkrácenou symbolikou [1]:

A-, B-, A+ , B+ (silové působení válce, časová prodleva), B- (konec testu, odvětrání) A- , B+, A+, (časová prodleva, nový cyklus).

3.5.2. Způsoby řízení

Z pohledu řízení pracovního cyklu zkušebního zařízení můžeme říci, že se nejedná o nijak zvláště komplikovaný obvod, protože řídíme pouze dva pneumatické motory, a během pracovního cyklu máme pouze dvě časové prodlevy, požadováno je počítání cyklů.

Prvním způsobem jak řídit zkušební zařízení je plně pneumatický obvod. V případě realizace tímto způsobem bychom časové prodlevy zajistili pneumatickým časovým relé, a počítání cyklů mechanickým čítačem. Vzhledem k opakovatelnosti koncových signálů je ale nutné použití taktovacího řetězce. Otázkou je, nakolik by byl tento způsob realizace praktický v našem zkušebním zařízení. Montáž plně pneumatického obvodu by vyžadovala rozmístění po zařízení většího množství prvků a s tím i větší množství vedení stlačeného vzduchu do více míst, zvláště pak ke snímačům koncových poloh, kterými by byly jednotlivé sledy pohybů řízeny. Výhodou v tomto případě je skutečnost, že takto provedený obvod nepotřebuje žádnou jinou energii než stlačený vzduch.

Praktičtější se zdá být použití elektropneumatického ovládání. Rozvody stlačeného vzduchu se nám zredukuje pouze na přívod vzduchu k hlavním rozvaděčům dvou pneumomotorů a k samotným válcům, popřípadě k mechanickému počítadlu. Snímání koncových poloh zajistí snímače a průběh celého testu, včetně časových prodlev pak řídící jednotka, popřípadě počítač. Pro měření a vyhodnocování parametrů můžeme použít celou řadu snímačů, jejichž elektrické výstupy můžeme pohodlně vyhodnocovat v elektronické podobě. Budeme-li chtít použít pro ovládání zkušebního zařízení programovatelný

automat, popřípadě průmyslové sběrnice, musíme v počítači nejprve vytvořit patřičný program, podle kterého bude zařízení fungovat. Existuje více jazyků, pomocí kterých lze program vytvořit [4] (např. STL, LDR, STEP5). Po vytvoření programu, který řídí jednotlivé výkonové členy dle požadovaného průběhu včetně časových prodlev a třeba i počítání cyklů, provedeme naprogramování řídicí jednotky nahráním programu z počítače. Počítačové programování umožňuje kontrolu vytvořeného programu ještě v prostředí počítače, různé druhy komunikace mezi programovaným systémem a počítačem pak i ovládání buď prostřednictvím počítačového software nebo reálně na řídicích prvcích.

Oba způsoby řízení obvodu jsem prakticky vyzkoušel v laboratoři pneumatických mechanismů a jejich skladba a funkce je popsána v dalších kapitolách.

3.6. Měření síly

Prvním testem bude zatížení brzdy plynové vzpěry ve vysunuté poloze. Zatížení bude vyvozováno zavěšeným závažím a silovým působením stlačovacího válce. Hodnota síly od zavěšeného závaží je známa, stejně tak síla stlačovacího válce, kterou zjistíme výpočtem dle průměru pístu a tlaku přiváděného do motoru. Regulací vstupního tlaku do pneumomotoru a různou tíhou závaží můžeme nastavovat různé hodnoty síly pro testování brzdy. Celkovou zatěžovací sílu tedy není třeba snímat, protože její hodnotu určujeme před začátkem testu. Zařazením redukčního ventilu do obvodu budeme kontrolovat tlak a tím i vyvozovanou testovací sílu. Druhým silovým působením je zvedání závaží při vysouvání plynové vzpěry. Dříve již byl popsán nejjednodušší způsob zjišťování tlačné síly vzpěry, právě pomocí závaží. Pokud nestačí test pouze vizuální, zda vzpěra to či ono závaží uzvedne, musíme do obvodu zařadit další prvky, pomocí kterých budeme sílu zjišťovat.

Jak je uvedeno ve skriptech [2] požadavek na měření síly nepřichází u pneumatických mechanismů často. Pokud se jedná o sílu vznikající působením tlaku vzduchu na známou plochu, je možné sílu vypočítat ze změřeného tlaku. U navrhovaného zařízení, by tímto způsobem bylo možné sílu měřit. Plynová vzpěra při svém vysouvání působí na plochu stlačovacího válce. V prostoru nad pístem roste tlak, jehož hodnotu by bylo možné při patřičné úpravě řídicího obvodu měřit tlakovým snímačem. Záleží, zda by stačilo měřit sílu vzpěry pouze v několika polohách, nebo kontinuálně po celou dobu zdvihu. Přesné měření síly prostřednictvím tlaku je navíc obtížné i proto, že je potřeba snímat jak vyvozovaný tlak, tak působící protitlak. V případech, kdy nelze sílu odvodit od měřeného tlaku, se používají tenzometrické, kapacitní nebo indukční snímače. Existuje i hydraulický snímač síly, jehož manometr může být cejchován přímo v silových jednotkách. Pro přesné kontinuální měření se používají siloměry pro tah i tlak.

4. NÁVRH ŘÍDICÍHO OBVODU

V kapitole 3.5.1 jsem sestavil krokový diagram, který je na obrázku 3.5.1. Na jeho základě jsem vytvořil plně pneumatický a elektropneumatický řídicí obvod. Oba obvody v této kapitole podrobně popisují.

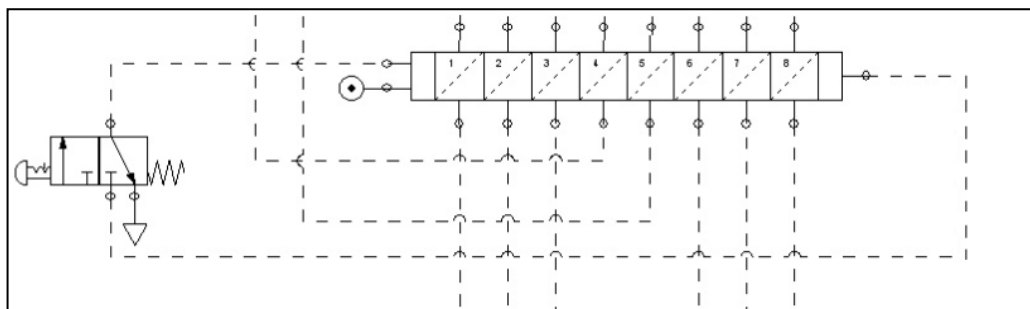
4.1. Plně pneumatický řídicí obvod

Prvním řešením je stavení plně pneumatického obvodu. Jak je patrné z krokového diagramu na obrázku 3.5.1, budou některé signály z koncových snímačů využity vícekrát, pro různé operace, proto bude pneumatický obvod sestaven s použitím „sekvenceru“, který zajistí požadovaný sled operací. Plynová vzpěra bude laboratorně simulována jednočinným pneumatickým válcem, ovládaným ručně – tlačítkem, pro lepší vizualizaci testu. Při následném popisu jsem obvod rozdělil do několika částí, v nichž je popsána funkce dané sekce, popřípadě nejvýznamnějších pneumatických prvků. Součástí příloh jsou kompletní pneumatická schémata. V daných kapitolách je na konkrétní obvod - přílohu odvoláváno. Vzhledem k rozsáhlosti obvodů a opakovatelnosti řídicích signálů jsem zvolil označování dle normy VDI 3260, rozdělující obvod do funkčních skupin označených číslem, v nichž je dané kategorii prvků přiřazováno písmeno s pořadovým číslem.

4.1.1. Pneumatický sekvencer

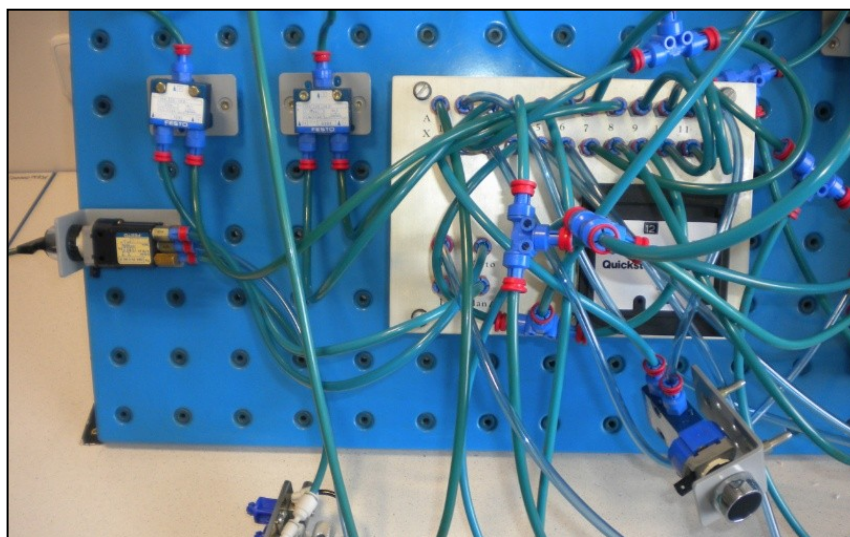
Sekvencer je pneumatický taktovací řetězec, který zajišťuje postupný sled operací, a pro svou funkci nevyžaduje žádný jiný zdroj energie, pouze stlačený vzduch. Firma Festo vyrábí „quickstepper“ 12-ti modulový, tedy pro 12 kroků, a tento prvek jsem použil pro simulaci. Vstupní signály se přivádějí do přípojí X1 – X12, výstupy pro řízení se zapojují do přípojí A1 – A12. Po provedení kroku, a aktivaci následujícího kroku, vždy dochází k odvětrání předcházejícího výstupu. Mnou řešená úloha je o devíti krocích, zbytek výstupů je potřeba „vyzkratovat“, propojením výstupu od posledního signálu, na vstup dalšího kroku, a tímto způsobem až do výstupu A12, který je v klidovém stavu pod tlakem.

Mezi poslední výstup, v mém případě po osmém kroku A9, a vstup X1 zařazují startovací tlačítko s aretací, kterým ovládám přísun vzduchu do prvního výstupu, a tím chod celého obvodu. Příklad zapojení je vidět na obrázku 4.1.1.1.



Obr. 4.1.1.1 - Zapojení sekvenceru v programu Automation Studio.

Na obrázku 4.1.1.2 je pak detail použitého reálného prvku. Jsou na něm vidět dvě použitá tlačítka, na levé straně hlavní startovací tlačítko s aretací, v pravém dolním rohu tlačítko, které není součástí navrhovaného obvodu, a v tomto případě slouží jako manuální ovládání taktovacího řetězce.

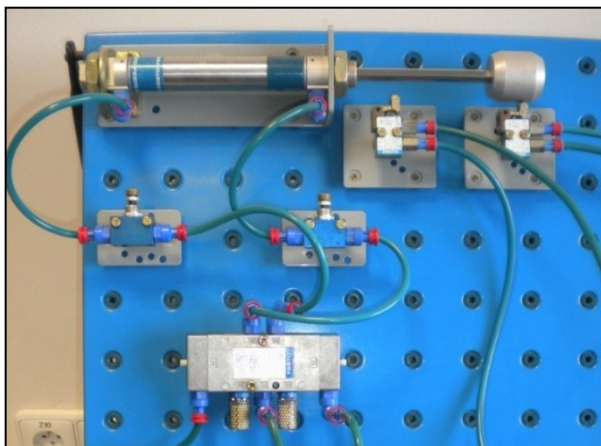


Obr. 4.1.1.2 – Zapojený pneumatický sekvencer použitý v obvodu.

4.1.2. Obvod brzdy

První výkonovou částí sestaveného obvodu je část ovládající brzdou plynové vzpěry. Pro simulaci jsem použil dvojčinný pneumatický válec (1A), jehož rychlost pohybu řídím škrticími ventily (1V4 a 1V5), a ovládaný je pěticestným dvupolohovým 5/2, hlavním rozvaděčem (1V1), ke kterému jsou přivedeny signály od sekvenceru. Motor se v průběhu cyklu dvakrát zasouvá i vysouvá, před hlavní rozvaděč je tedy nutné zařadit dva logické ventily „OR“ (1V2 a 1V3) pro dva signály ke každému směru pohybu. Na konci testovacího cyklu a před začátkem následujícího, má být dvouvteřinová časová prodleva, ta je realizována pneumatickým časovým relé (1S3), které jsem zařadil mezi výstup A1 sekvenceru (0S1) a logický ventil „OR“ (1V2) řídící první krok – zasunutí pístnice motoru (1A). Další části funkční skupiny prvního válce budou popsány níže. Schéma sestaveného obvodu, jak je v této kapitole popsáno, je na výkrese v příloze A (DP_CZA011_1_PPO-

5/3-BM). Na obrázku 4.1.2 je fotografie části obvodu brzdy, jak byl sestaven pro simulaci v laboratoři na zkušebním trenážeru firmy FESTO.



Obr. 4.1.2 – Část obvodu brzdy

4.1.3. Obvod hlavního motoru

Jako hlavní pracovní motor jsem zvolil dvojčinný pneumatický válec (2A), který bude mít více funkcí. V hlavním pracovním cyklu bude stlačovat plynovou vzpěru do výchozí polohy, bude testovat výdrž vzpěry ve vysunuté poloze, před a po hlavním pracovním cyklu bude zajišťovat manipulaci se závažím pro usnadnění obsluhy zařízení a vkládání či vyjmutí testované vzpěry. Při návrhu jsem vycházel z jednoduchého obvodu pro ovládání dvojčinného pneumatického válce, který je stejný jako výše popsaná část pro ovládání brzdy. Postupně jsem do obvodu přidával další prvky pro zajištění všech potřebných funkcí obvodu. Části ovládacího obvodu hlavního motoru jsou opět po částech popsány níže.

4.1.4. Rozdělení hlavní tlakové větve, pracovní větve

Hlavní tlaková větev pro vysouvání motoru (2A), mezi motorem a hlavním rozvaděčem (2V1) byla nahrazena dvěma větvemi – testovací větví, s prvky zajišťujícími průběh testu vzpěry ve vysunuté poloze a snímáním maximálního tlaku, a pracovní větví, která má za úkol zatlačování plynové vzpěry do výchozí polohy. Přepínání mezi větvemi zajišťuje pomocný rozvaděč (2V2), ke kterému jsou vedeny signály od sekvenceru (0S1). Obě větve jsou na konci spojeny do jednoho uzlu. Před tímto uzlem je v každé větvi umístěn jednosměrný ventil (2V10 a 2V11), aby nedocházelo k úniku tlakového vzduchu nepoužitou větví, protože větev, která není v provozu je odvětrávána. Tyto jednosměrné ventily však znemožňují odvětrání pracovního prostoru válce při zpětném pohybu, proto byl mezi uzel za jednosměrnými ventily zařazen ještě odvětrávací ventil (2V3), v podobě rozvaděče 3/2,NC, který je v základní poloze odvětráný, a propojuje testovací nebo pracovní větev s prostorem ve válci pouze v požadovaných krocích. Signál pro ovládání

odvětrávacího ventilu (2V3) přichází od sekvenceru opět pouze v potřebných krocích. Prostor nad pístem motoru (2A), pro vysouvání pístnice je tedy permanentně odvětráný.

Pro stlačování plynové vzpěry je potřeba plného výkonu válce, tudíž v pracovní větvi nejsou žádné další prvky kromě již zmíněného jednosměrného ventilu (2V11). V kroku, ve kterém dochází k vysouvání pístnice motoru, proudí stlačený vzduch přímo od hlavního rozvaděče (2V1), přes pomocný rozvaděč (2V2) a sepnutý odvětrávací rozvaděč – ventil (2V3) do pneumatického válce (2A).

4.1.5. Testovací větev

Plynovou vzpěru testujeme ve vysunuté poloze na určitou sílu, kterou vyvodíme pneumatickým válcem, po dosažení adekvátního maximálního tlaku. Toto silové zatížení setrvává po dvě vteřiny, poté po odvětrání – dosažení minimálního tlaku - dochází k odbrzdění vzpěry a pracovní cyklus pokračuje.

Testování probíhá ve dvou krocích. Pro realizaci prvního kroku je v testovací větvi sériově zapojeno tlakové (2S3) a časové (2S4) pneumatické relé, zajišťující nejprve dosažení testovacího maximálního tlaku, poté setrvání po dobu dvou vteřin tohoto zatížení. Ve druhém kroku tohoto testu je snímán minimální tlak druhým tlakovým relé (1S4). Toto relé je zařazeno mezi válec (2A) a odvětrávací ventil (2V3). Po přestavení hlavního rozvaděče (2V1) dojde k odvětrání testovací větve, a zároveň zániku řídicího signálu na ventilu (2V3) a odvětrání prostoru nad pístem válce (2A). Při tomto odvětrání -poklesu tlaku z maximálního na atmosférický – minimální, dostaneme signál pro odbrzdění. Časové relé pro snímání minimálního tlaku (1S4) je stejné, jako pro snímání maximálního tlaku (2S3), je však negováno sériově zapojeným dvoupolohovým dvoucestným rozvaděčem (1S5). Když je ve větvi větší tlak než nastavený minimální na relé (1S4), je předáván signál z relé k negačnímu rozvaděči (1S5), který se uzavře. Až při poklesu tlaku pod nastavenou hodnotu dojde k zániku tlakového signálu od relé a otevření negačního rozvaděče, který předá řídicí signál pro další krok pracovního cyklu – odbrzdění vzpěry – zasunutí motoru (1A). V testovací větvi je dále zařazen škrťací ventil s obtokem (2V12), který škrťá průtok vzduchu při vyvozování zatížení na vzpěru, aby nedošlo k tlakovému rázu a předčasné detekci maximálního tlaku před jeho opravdovým dosažením. Při odvzdušňování prochází celý průtok jednosměrným ventilem obtoku. Výše popsaná část obvodu je na výkrese v příloze A (DP_CZA011_1_PPO-5/3-BM).

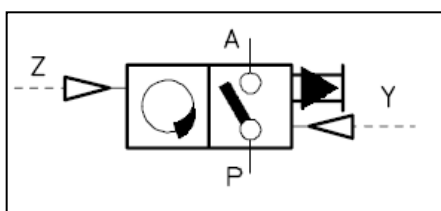
4.1.6. Zamezení zbytečného plnění

Do větve pro zasouvání hlavního motoru byl mezi hlavní rozvaděč (2V1) a motor zařazen dvoupolohový třicestný rozvaděč (2V4) v normální poloze otevřený. Jeho úkolem je

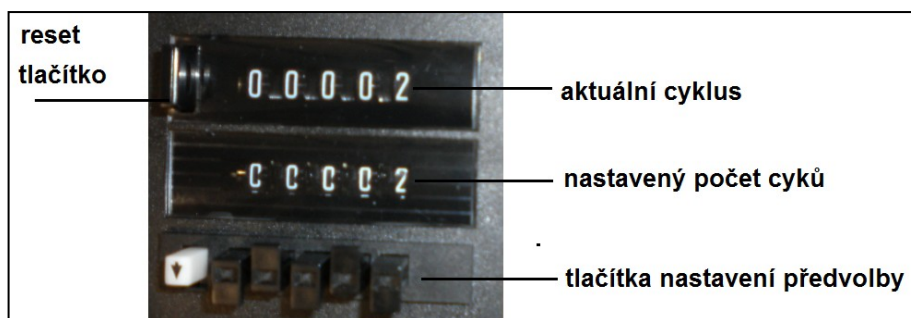
zabránit zbytečnému plnění motoru při testování plynové vzpěry. K tomu by docházelo v době, kdy probíhá odvzdušňování testovací větve hlavního motoru do doby dosažení minimálního tlaku. V této době je pístnice zasunuta a celý prostor mezikruží válce by byl zbytečně plněn stlačeným vzduchem. Rozvaděč (2V4) dostává signál k přestavení spolu se signálem pro odvětrání testovací větve. Tím je zabráněno zbytečnému plnění motoru a dosaženo úspory tlakové energie.

4.1.7. Počítání cyklů

Jedním z požadavků uvedených v zadání bylo počítání cyklů. Pro splnění této podmínky zařadím do pneumatického obvodu počítadlo (0S4) firmy Festo. V laboratoři pneumatických mechanismů je k dispozici počítadlo s předvolbou, kdy na jednom mechanickém displeji nastavíme požadovaný počet cyklů, na druhém se pak počítají cykly za chodu obvodu. Při vyrovnání počtu cyklů s přednastavenou hodnotou, dojde k předání tlakového signálu. Značka počítadla je na obr. 4.1.7.1, fotografie displejů a ovládacích tlačítek na obr. 4.1.7.2.



Obr. 4.1.7.1 – Schematická značka počítadla cyklů



Obr. 4.1.7.2 – Displeje a nastavovací tlačítka počítadla

Na vstup Z počítadla, se přivede signál, například od koncového spínače, a při každém jeho sepnutí se počítá cyklus – pootočí se číslo na mechanickém displeji. Počítadlo může být vynulováno ručně, stiskem resetovacího tlačítka, nebo pneumatickým signálem přivedeným ke vstupu Y. Během nulování nesmí být aktivován počítací signál.

V našem případě nemůžeme na počítací vstup Z přivést signál od koncového spínače, protože ty jsou v průběhu cyklu použity opakovaně. Počítadlo tedy zařadím až za výstupní

signál posledního kroku taktovacího řetězce. Vstup P je připojen na zdroj tlaku, výstupní signál A bude přerušovat přívod tlaku k prvnímu vstupu sekvenceru.

Pro zajištění správné funkce počítadla je předem uvažované tlačítko s aretací nevyhovující. Do obvodu zařadím místo něj bistabilní pneumaticky ovládaný 3/2 NC rozvaděč (0V1). Ten bude do propustné polohy přestavován signálem ze startovacího tlačítka (0S2). V propustné poloze je k taktovacímu řetězci doveden tlak, obvod může pracovat. K přerušení přívodu vzduchu k sekvenceru dojde po obdržení řídicího signálu od počítadla cyklů (0S4), které přestaví ventil (0V1) do nepropustné polohy a tím zastaví práci obvodu. Aby bylo možné v případě potřeby zastavit test, zařadím do obvodu logický ventil „OR“ (0V2), který bude přestavovat ventil (0V1) buďto signálem od počítadla cyklů (0S4), nebo signálem od tlačítka stop (0S3). Zapojení počítadla s popsanými ventily a tlačítky je na obrázku 2.1.7.2, a je stejné na výkresech v přílohách A, B a C.

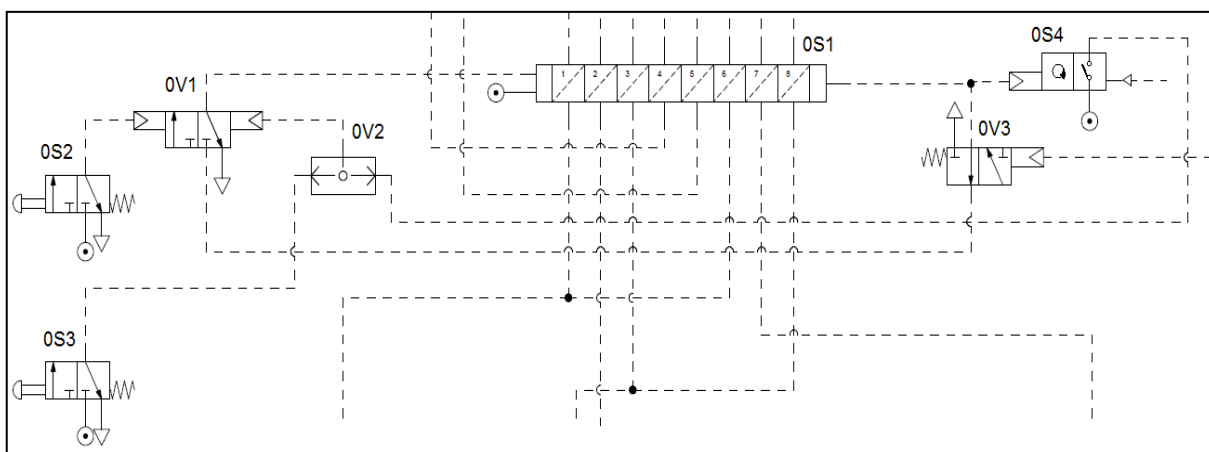


Schéma 4.1.7.2 – Zapojení počítadla cyklů a přidružených ovládacích prvků

4.1.8. Manipulační obvod

Pro pohodlnou obsluhu celého zařízení, nejen v průběhu samotného testu, ale i před ním a po, zařazuji do obvodu paralelní, nezávislé ovládání hlavního motoru, které bude sloužit k manipulaci se závažím při upevňování plynové vzpěry, přípravu testu a jeho ukončení. Do obvodu zařazuji 5/3 rozvaděč s odvětraným středem (2S5), který připojím pomocí logických ventilů OR (2V5 a 2V7) do ovládacích větví hlavnímu rozvaděči (2V1), který řídí motor (2A). Obvod s manipulačním ovládáním pomocí 5/3 rozvaděče je zobrazen v příloze A (DP_CZA011_1_PPO-5/3-BM).

Výše uvedeným způsobem zasunu i vysunu pístnici motoru (2A), avšak pohyb pístnice není nijak regulován. V případě zasouvání pístnice to až tak nevádí, neboť bude pohyb brzděn závažným závažím, a k rázům při dojezdu do krajní polohy by docházet nemělo. Problém nastává při vysouvání pístnice – spouštění závažného závaží. Závaží může mít

hmotnost až 70 kg, při signálu pro spuštění dojde k odvětrání prostoru mezikruží a závaží začne padat. Abych zamezil namáhání válce při dopadu závaží, upravím výše uvedený obvod následujícím způsobem.

Zvolím ovládání pomocí dvou tlačítek (2S5 a 2S6), jednodušších 3/2 NC rozvaděčů. Stisknutím tlačítka (2S5) dojde stejně jako v předchozí variantě přes logický ventil „OR“ (2V5) k přestavení hlavního rozvaděče (2V1) a zasunutí pístnice motoru (2A). Spouštění však bude realizováno gravitačně, přes ventil (2V4) který v pracovním cyklu slouží jako zamezení zbytečného plnění, před jehož výfuk zařadím škrtící ventil (2V14), regulující rychlost odvzdušňování – tím pádem i spouštění závaží. Stisknutím tlačítka (2S6) připojeného pomocí ventilu „OR“ (2V13) dojde k přestavení rozvaděče (2V4) a spouštění závaží. Jelikož je hlavní rozvaděč motoru (2A) bistabilní a byl při zvedání závaží přestaven, musí dojít při spouštění k jeho přepnutí zpět do základní polohy. Signál od tlačítka (2S6) vstupující do ventilu (2V13) přivedeme k ventilu (2V7), který přestaví hlavní rozvaděč (2V1) do základní polohy.

Aby mohlo být realizováno gravitační spouštění zátěže při manipulaci, musí být odvzdušňovací ventil (2V3), prostoru nad pístem realizovaný 3/2 NC rozvaděčem, aby mohl být do prostoru nad pístem motoru při spouštění nasán výfukem vzduch. Obyčejný rychloodvětrávací ventil [5] by toto přisávání neumožnil. Po manipulaci je tedy vše na svém místě a testovací cyklus může být spuštěn. Obvod s gravitačním spouštěním při manipulaci je zobrazen v příloze B (DP_CZA011_2_PPO-3/2-BM).

4.1.9. Pojistka proti spuštění testu

Bezprostředně s úpravou obvodu pro manipulaci mimo testovací cyklus souvisí další důležitá funkce, a to pojistka proti spuštění testu v průběhu manipulace. Praktické provedení této funkce je velmi jednoduché. Od signálních větví pro zvedání či spouštění závaží během manipulace dovedeme signál k logickému ventilu „OR“ (0V4), který přestaví rozpojovací ventil (0V3) – 3/2 NO do nepropustné polohy vždy, když bude v některé z těchto větví tlakový signál, tudíž vždy, bude-li manipulováno se závažím. Pojistka proti spuštění testu je vkomponována do všech plně pneumatických obvodů na výkresech v přílohách A, B i C.

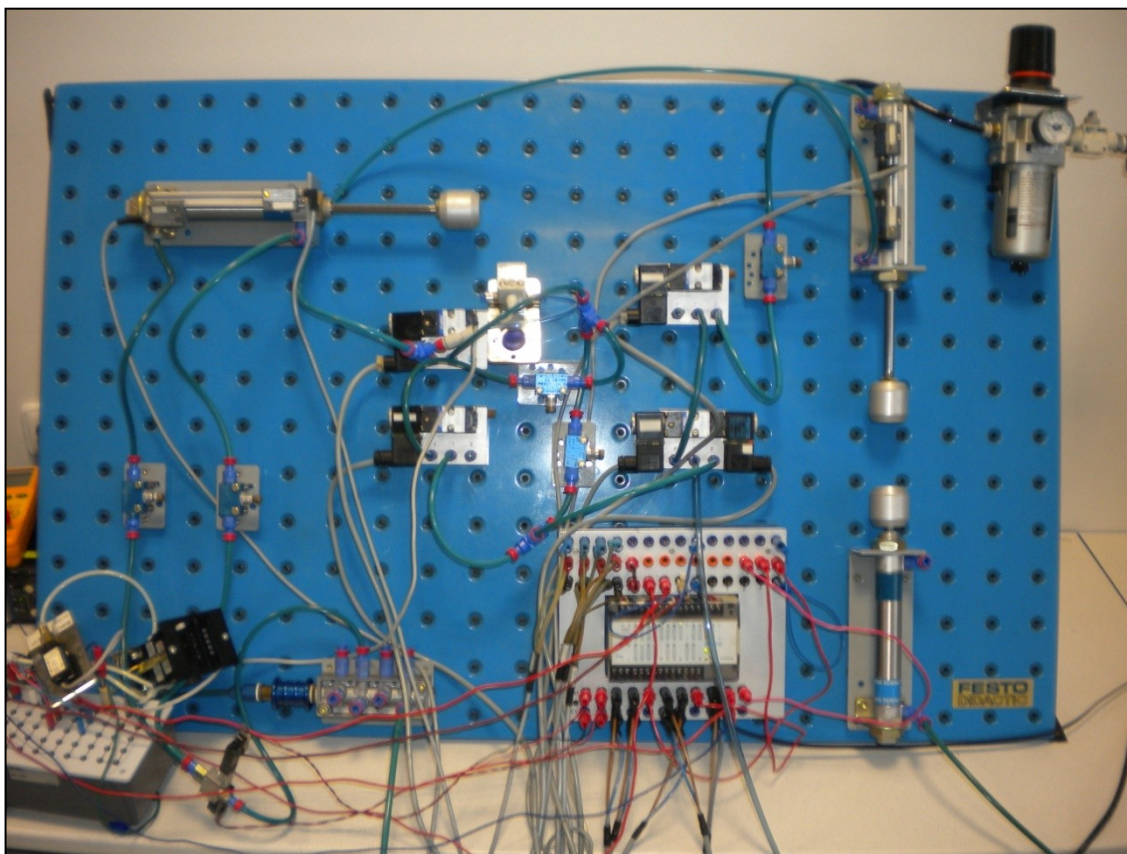
4.2. Elektropneumatický obvod

Tvorba plně pneumatického obvodu poukázala na celou řadu požadavků a na první pohled neviditelných záludností spojených s návrhem řídicího obvodu. Všechny uvážené funkce je nyní potřeba aplikovat do elektropneumatického řídicího obvodu. Kromě elektrického

ovládání se bude finální elektropneumatický obvod navržený v této kapitole lišit od plně pneumatického obvodu popsaného v kapitole 4.1 ještě jedním funkčním celkem. Při hodnocení ekonomičnosti a hlavně úspornosti zařízení bylo rozhodnuto o zařazení do obvodu paralelní větve s multiplikací tlaku pro tlakovou zkoušku, což umožní snížení provozního tlaku v systému. Výpočet obvodu s úvahami vedoucími k tvorbě finální podoby obvodu jsou obsaženy v kapitole 5. V této kapitole bude popsán finální elektropneumatický řídicí obvod.

4.2.1. Pneumatické schéma ovládacího obvodu

Elektropneumatický obvod je zobrazen na výkrese v příloze D (DP_CZA011_4_EPO). V této kapitole opět popíšu jeho skladbu a vybrané funkční celky. Na obrázku 4.2.1 je obvod sestavený v laboratoři, kterým jsem ověřoval funkci.

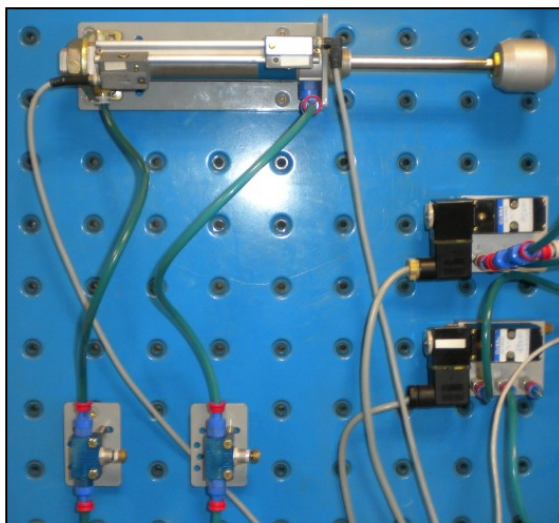


Obr. 4.2.1 – Řídicí obvod sestavený v laboratoři

4.2.1.1. Obvod brzdy

Část obvodu řídicí brzdu plynové vzpěry je stejná jako v plně pneumatickém obvodu, pouze hlavní rozvaděč (1V1) je ovládán elektricky. Mezi ním a dvojčinným přímočarým motorem (1A) jsou škrtkové ventily (1V2 a 1V3) řídicí rychlost pohybu motoru. Motor 1A tahá lanko plynové vzpěry, čímž dochází k jejímu uvolnění a následnému vysunutí.

Funkční skupina brzdy má na výkrese v příloze D číslo 1, a na obrázku 4.2.1.1 je její podoba v laboratorním provedení.



Obr. 4.2.1.1 – Část obvodu válce brzdy

4.2.1.2. *Obvod hlavního válce*

Hlavní přímočarý pneumomotor (2A) je ovládán hlavním rozvaděčem (2V1). Ve větvi pro vysouvání pístnice – stlačování plynové vzpěry – je ponechán odvětrávací ventil (2V3) jehož funkce je stejná jako v případě pneumatického obvodu, a je popsána v kapitole 4.1.8. Mezi ním a motorem jsou pak snímače tlaku (0S1 a 0S2). Paralelně k větvi pro vysouvání pístnice je zařazena multiplikační větev, pro zvýšení tlaku v průběhu tlakové zkoušky plynové vzpěry ve vysunutě poloze.

Ve větvi pro zasouvání pístnice je stejně jako v případě plně pneumatického obvodu ventil (2V4), sloužící jako zamezení zbytečného plnění prostoru mezikruží válce po tlakové zkoušce. Spínáný bude také ve druhém kroku, kdy dochází k vysouvání plynové vzpěry. Je testována tlačná síla vzpěry, která zvedá závaží a zatlačuje pístnici do motoru. Sepnutí ventilu ve druhém kroku zabrání vytahování vzpěry silou válce. Jelikož tento ventil nemůže být použit pro manuální manipulaci mimo testovací cyklus, mohl by být nahrazen obyčejným 2/2 NO ventilem. Manipulace mimo test pro elektropneumatický řídicí obvod je popsána v kapitole 4.2.3.

4.2.1.3. *Multiplikační větev*

Od tlakového vývodu z hlavního rozvaděče (2V1) je přiváděn vstupní tlak do multiplikátoru (0Z2). Aby bylo možné zvýšený tlak dodávat do obvodu pouze tehdy, kdy je potřeba, byl za jeho výstup zařazen připojovací rozvaděč (2V5) – 3/2 NC. Za ním je zařazen škrticí ventil s obtokem (2V12), který zamezuje vzniku tlakové špičky a

předčasnému signálu od maximálního tlaku, stejně jako v plně pneumatickém obvodu. Multiplikační větev se spojuje s větví pro vysouvání v uzlu, před kterým jsou zařazeny zpětné ventily (2V6 a 2V7). Ventil (2V7) chrání zdroj stlačeného vzduchu před multiplikovaným tlakem při zkoušení vzpěry, ventil (2V6) zase zabráňuje úniku vzduchu do atmosféry přes přípojovací rozvaděč (2V5) v průběhu stlačování plynové vzpěry.

4.2.1.4. Počítání cyklů

V elektropneumatickém obvodu jsou dvě možnosti jak tento požadavek realizovat. Počítání cyklů může být vepsáno do ovládacího programu, který se nahrává do řídicí jednotky, nebo může být realizováno mechanickým počítadlem, které bylo použito v plně pneumatickém obvodu. V případě vepsání počtu cyklů do programu sice ušetříme několik pneumatických či elektropneumatických prvků, ale v případě potřeby změny počtu cyklů, by musel být přepisován ovládací program, a po uložení znovu importován do řídicí jednotky. Při zařazení mechanického počítadla sice bude nutné kvůli opakovatelnosti signálů od koncových snímačů polohy motorů použít jeden elektropneumatický 3/2 NC rozvaděč a jeden tlakový spínač navíc, dostaneme však ovládací obvod o mnoho uživatelsky přívětivější. Displej mechanického počítadla pořád ukazuje aktuální stav, který bychom v případě programového počítání neviděli. Počet cyklu bude možné mechanickou předvolbou měnit bez zásahu do programu, navíc tlačítko reset umožňuje začátek nového počítání cyklů prakticky kdykoli. Funkční skupina počítadla cyklů ovlivňující celý obvod má číslo 0. Na začátku cyklu bude zároveň sepnut i rozvaděč (0V1), který předá tlakový signál na vstup mechanického počítadla (0S4), jehož výstup se aktivuje až po dosažení požadovaného počtu cyklů. Na výstupu počítadla je tlakový snímač (0S3), který po aktivaci předá signál k zastavení testování plynové vzpěry.

4.2.1.5. Signální a ovládací prvky

V sestaveném elektropneumatickém obvodu pracujeme se 7 signálními a 8 ovládacími prvky. Mozkem celého obvodu je programovatelný automat FEC 20 firmy Festo, se dvanácti signálními vstupy a 8 ovládacími výstupy.

Signální prvky, generují na svém výstupu signál označovaný „I“. Na výkrese v příloze D je u každého signálního prvku uvedeno, který signál generuje. Jsou to signály od snímačů koncových poloh pístnice pneumatických válců (I0.0, I0.1, I0.2 a I0.3), startovací tlačítko (I0.4) a tlakové snímače (I0.5, I0.6 a I0.7). Řídicí jednotka po obdržení vstupního signálu (jednoho nebo kombinace více signálů – dle zápisu v programu) aktivuje potřebný výstup, který je propojen s ovládacími prvky. Těmi jsou elektromagnety řídicích ventilů - elektromagnety hlavních bistabilních rozvaděčů pneumatických válců (O0.0,

O0.1, O0.2, O0.3), připojovacího ventilu multiplikátoru (O0.4), odvětrávacího ventilu (O0.5), ventilu proti zbytečnému plnění (O0.6) a signálního ventilu počítadla (O0.7).

4.2.2. Testovací program

Použitá řídicí jednotka FEC 20 je programovaná pomocí software FSTFEC, buď v jazyce STL nebo LDR [4]. Dle vytvořeného krokového diagramu a s použitím uvedených signálních a ovládacích značení prvků je třeba napsat ovládací program. Ten se následně nahraje do programovatelného automatu. Na obrázku 4.2.2.1 je část vytvořeného ovládacího programu, i s komentářem, který může být po napsání za uvozovku jeho bezprostřední součástí. Kompletní program je přílohou E diplomové práce.

STEP 1			I0.4	"krok1
IF			I0.1	"je-li sepnuto startovací tlačítko
	AND		I0.3	"a soucasne motor 1 vysunutý
	AND		I0.7	"a soucasne motor 2 vysunutý
	AND	N	I0.7	"a soucasne není dosazeno požadovaneho poctu cyklu
THEN	SET		TON1	"pak zapni spoždění 1
	WITH		2s	"s prodlevou 2 sekund
IF			TON1	"je-li spoždění u konce
THEN	SET		O0.0	"pak
	RESET		O0.1	"zasun motor 1
	SET		O0.7	"dej signal k pocitadlu cyklu
STEP 2				"krok 2
IF			I0.0	"je-li motor 1 zasunutý
THEN	SET		O0.2	"pak
	RESET		O0.3	"prestavit pro zasouvani motoru 2
	SET		O0.6	"pistnici zasouva vzpera bez tlaku na mezikruzi
	RESET		O0.7	"zrus signal k pocitadlu cyklu
STEP 3				"krok 3
IF			I0.2	"je-li motor 2 zasunutý
THEN	RESET		O0.0	"pak
	SET		O0.1	"vysun motor 1
	RESET		O0.6	"vypnout ventil
STEP 4				"krok 4
IF			I0.1	"je-li motor 1 vysunutý
THEN	RESET		O0.2	"pak
	SET		O0.3	"zacni vysouvat motor 2
	SET		O0.4	"pripoj multiplikator
	SET		O0.5	"vypni odvzdušnení
STEP 5				"krok 5
IF			I0.5	"dosahneme li maximalniho tlaku 0.6 bar
THEN	SET		TON2	"pak zapni spoždění 2
	WITH		2s	"s prodlevou 2 sekund
IF			TON2	"je-li spoždění u konce
THEN	SET		O0.2	"pak
	RESET		O0.3	"ukonci vysouvani a prepni k zasouvani
	SET		O0.6	"zapni ventil proti zbytecnemu plneni
	RESET		O0.4	"odrizni multiplikator
	RESET		O0.5	"odvzdušni prostor nad pistem valce 2

Obr. 4.2.2.1 – část řídicího programu

4.2.3. Manipulace před a po testu

Řídicí jednotka FEC 20 je naprogramovaná na průběh testu, manipulace před testem a po testu bude proto zajištěna nezávislým pneumatickým ovládním. Do větve pro zasouvání pístnice zařadím odpojovací, 3/2 NO rozvaděč, pneumaticky ovládaný (2V8). Jeho přestavením přeruším - uzavřu větev pro zvedání, která je po skončení testu odvětrává, výfuk odpojovacího rozvaděče musí být zaslepen. Do uzlu za tento rozvaděč připojím hlavní manipulační ventil (2S3), 4/3 rozvaděč s uzavřeným středem, ovládaný ručně. Jeden výstup manipulačního rozvaděče propojíme s uzlem ve větvi pro zvedání, druhý výstup

bude zaslepen. Zvedání proběhne plněním stlačeným vzduchem, spouštění bude gravitační, propojením pracovní větve motoru s výfukem. Na výfuk manipulačního rozvaděče zařadíme škrticí ventil, regulující rychlost odvětrání prostoru mezikruží válce a tím rychlost vysouvání pístnice se zavěšeným závažím.

4.2.4. Pojistka proti spuštění testu

I v případě elektropneumatického ovládání v kombinaci s manuální manipulací je potřeba zajistit, aby v případě omylu, nemohlo dojít ke spuštění testu při manipulaci, nebo naopak ovlivnění funkce testu manipulačním rozvaděčem. Nejjednodušším řešením je zařazení za jednotku úpravy stlačeného vzduchu (0Z1) hlavního ventilu přívodu vzduchu (0V2), který bude realizován 4/3 rozvaděčem, ovládaným mechanicky, stejně jako manipulační ventil (2S3). Pomocí toho ventilu budeme moci v klidovém stavu zařízení zcela uzavřít přívod vzduchu (uzavřená střední poloha rozvaděče), v krajních polohách pak povedeme stlačený vzduch buď do elektropneumatické pracovní části, nebo k pneumatické manuální manipulaci. Kompletní elektropneumatický obvod s pneumatickou manuální manipulací je na výkrese v příloze D (DP_CZA011_4_EPO).

5. VÝPOČTY A DIMENZOVÁNÍ PRVKŮ

5.1. Vstupní úvaha, návrh průměrů pístů, volba pracovních parametrů

5.1.1. Vstupní úvaha

Výpočet hlavního testovacího a výkonného válce se odvíjí od parametrů testované vzpěry, jelikož podle jejich parametrů (sil) budu určovat síly vyvozované hlavním válcem. Dle zadání, budu testovat tlačnou plynovou vzpěru s blokováním. Potřebuji znát 3 síly:

- F_1 – vysouvací síla, dle zadání v rozsahu 40 - 700 N,
- F_B – blokovatelná síla, dle výrobce [11], v rozsahu $(5 - 8) \cdot F_1$, max. 10 000
- F_S – síla pro stlačení vzpěry, dle výrobce [11], velikosti $(1.35, 1.4, 1.5, 2.0) \cdot F_1$

Při návrhu testovacího zařízení chci dosáhnout maximální možné univerzálnosti, tudíž co možná největších pracovních rozsahů. Proto budu pro výpočet uvažovat větší hodnoty sil z uvedených rozsahů, a to:

- $F_1 = 700 \text{ N}$
- $F_B = 8 \cdot 700 = 5\,600 \text{ N}$
- $F_S = 2 \cdot F_1 = 1\,400 \text{ N}$

Dalšími parametry uvedenými v zadání jsou rychlost zasouvání vzpěry „v“ a pracovní zdvih „H“:

- $v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- $H = 500 \text{ mm} = 0,5 \text{ m}$

Požadavek na druhý válec stroje – odbrzdění plynové vzpěry, je pouze vyvození tažné síly maximální hodnoty $F_2 = 50 \text{ N}$. Při volbě pracovních parametrů tedy budu vycházet z požadavků na hlavní pracovní válec, druhý válec pak navrhnu podle nich.

5.1.2. Návrh průměru pístu hlavního válce

V běžných řadách vyráběných pneumatických válců se rozsah pracovních tlaků pohybuje v rozmezí od cca 0,05 do 1 MPa. Nejvyšší silou, kterou potřebuji vyvodit, je $F_B = 5\,600 \text{ N}$. Při tlaku systému rovném 1 MPa mohu vypočítat předběžnou plochu a následně průměr pístu pneumomotoru:

Předběžná plocha pístu:

$$S_p = \frac{F_B}{p_p} = \frac{5\,600}{1} = 5600 \text{ mm}^2 \quad \text{rov. 1}$$

Předběžný průměr pístu:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5\,600}{\pi}} = 84,4 \text{ mm} \quad \text{rov. 2}$$

Z katalogu firmy FESTO volím pneumatický motor s nejbližším větším normalizovaným rozměrem pístu $\varnothing d_1 = 100 \text{ mm}$, pístnice $\varnothing d_2 = 25 \text{ mm}$.

5.1.3. Návrh pracovního tlaku a dosahované síly

Kdybych zvolil píst s průměrem 80 mm, potřeboval bych v systému větší tlak, než uvedený rozsah výrobcem do 1 MPa, jak je patrné z výpočtu níže:

Pracovní tlak pro průměr pístu 80 mm

$$p_{80} = \frac{F_B}{S} = \frac{F_B}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 5600}{\pi \cdot 80^2} = 1,1 \text{ MPa} \quad \text{rov. 3}$$

$p_{80} = 1,1 \text{ MPa}$ nevyhovuje rozsahu pracovních tlaků

V dalších výpočtech už tedy uvažuji průměr pístu $d_1 = 100 \text{ mm}$. Nyní přepočítám tlak v systému, potřebný pro vyvození největší síly, pneumatickým motorem s tímto průměrem pístu.

Pracovní tlak pro průměr pístu 100 mm

$$p_{100} = \frac{F_B}{S} = \frac{F_B}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_B}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 5600}{\pi \cdot 100^2} = 0,713 \text{ MPa} \quad \text{rov. 4}$$

Při použití pneumatického válce s průměrem pístu 100 mm, jsem se dostal na pracovní tlak systému $p = 0,713 \text{ MPa}$, který je minimální potřebný pro vyvození potřebné síly. Zvolím tedy tlak v systému o něco vyšší, $p = 0,8 \text{ MPa}$, díky kterému dosáhnu určité rezervy. Dále přepočítám sílu vyvozovanou motorem s pístem průměru 100 mm a pracovním tlakem 0,8 MPa.

Síla od motoru s pístem 100 mm, pracovním tlakem 0,8 MPa:

$$F = p \cdot S_1 = p \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 0,8 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 6\,283,2 \text{ N} \quad \text{rov. 5}$$

Jak je patrné z výpočtu, jsem schopen vyvodit sílu 6283 N, díky čemuž bez problémů vyvodím všechny požadované síly pro testování vybrané plynové vzpěry. Díky tomu, že je

pneumatický válec schopen pracovat s tlakem až 1 MPa, bude zařízení schopné pracovat v ještě větším rozsahu.

5.1.4. Kontrola síly na mezikruží

Zvolený pneumatický válec musí na mezikruží, při zasouvání, uzvednout závěsné závaží, odpovídající maximální tlačné síle testované plynové vzpěry. Pro kontrolu vypočítám sílu, kterou pneumomotor vyvodí při zasouvání při zvoleném pracovním tlaku 0,8 MPa.

Síla na mezikruží:

$$F_m = p \cdot S_m = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (100^2 - 25^2) = 5\,890\,N$$

rov. 6

Podmínka :

$$F_m = 5\,890\,N \ll F_1 = 700\,N \dots \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

rov. 7

Zvolený pneumatický válec je tedy schopen vyvodit potřebnou testovací sílu F_B , je schopen stlačit plynovou vzpěru – vyvodit sílu F_S , a na mezikruží uzvedne závěsné závaží, překoná sílu F_1 .

5.1.5. Návrh průměru pístu válce brzdy

Při návrhu válce brzdy musím dodržet požadavek na zadaný pracovní zdvih brzdy $H_B = 100\,mm$ a síla pro odbrzdění vyvozená motorem 50 N. Jak bylo uvedeno v kapitole 3.4.1, zvolím bezpístnicový pneumatický motor, který bude upevněn na konzole nad vzpěrou, spolu se závěsným závažím.

Při návrhu průměru pístu vycházím ze zvoleného pracovního tlaku 0,8 MPa, a potřebné síly $F_2 = 50\,N$. Určím plochu předběžnou plochu a průměr pístu, na jejichž základě zvolím adekvátní motor.

Předběžná plocha pístu:

$$S_{p3} = \frac{F_2}{p} = \frac{50}{0,8} = 62,5\,mm^2$$

rov. 8

Předběžný průměr pístu:

$$D_{p3} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{p3}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 62,5}{\pi}} = 8,92\,mm$$

rov. 9

Z katalogu firmy FESTO [9] volím bezpístnicový pneumatický motor s nejbližším větším normalizovaným rozměrem pístu $\varnothing d_3 = 12 \text{ mm}$, u něhož výrobce uvádí teoretickou sílu při 6 barech $F_2 = 68 \text{ N}$. V našem případě však má být tažná síla maximálně 50 N, vypočítám tedy tlak brzdy p_B , při kterém bude zvoleným motorem této síly dosaženo.

$$p_B = \frac{F_2}{S_3} = \frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 50}{\pi \cdot 12^2} = 0,44 \text{ MPa} = 4,4 \text{ bar} \quad \text{rov. 10}$$

Zvolil jsem tedy válec s průměrem pístu $d_3 = 12 \text{ mm}$, který při práci s tlakem $p_B = 4,4 \text{ bar}$ zajistí potřebnou sílu pro odbrzdění $F_2 = 50 \text{ N}$.

5.2. Rozmezí pracovních tlaků, použití multiplikátoru tlaku

5.2.1. Vstupní úvaha

Z výpočtů pro návrh válců vyplývá, že v systému tak jak byl navržen doposud se vyskytují dva různé tlaky. Ve výkonové části hlavního pneumomotoru je potřeba dosáhnout pracovního tlaku $p = 0,8 \text{ MPa}$ (8 bar), ve funkční části obvodu ovládajícího brzdu je však optimální pracovní tlak $p_B = 0,44 \text{ MPa}$ (4,4 bar).

Pracovní tlak 8 bar byl zvolen kvůli vyvození největší testovací síly $F_B = 5\,600 \text{ N}$. Tuto sílu však potřebujeme vyvodit pouze v jednom kroku celého pracovního cyklu. Rozdíl mezi tlakem pro test vzpěry, a odbrzdění vzpěry je téměř dvojnásobný, tudíž by bylo možné tohoto testovacího tlaku dosáhnout s použitím multiplikátoru tlaku s poměrem tlaků 1:2. Pracovní tlak v celém systému by poté mohl být 4,4 bar, které jsou potřebné pro dosažení síly odbrzdění F_2 . Je však nutné ověřit, zda by při tomto tlaku bylo dosaženo síly F_S , potřebné ke stlačení vzpěry do základní polohy a síly F_m pro manipulaci se závažím.

5.2.2. Kontrola síly na mezikruží pro pracovní tlak p_B

Zvolený pneumatický válec musí na mezikruží, při zasouvání, uzvednout závěsné závaží, odpovídající maximální tlačné síle testované plynové vzpěry. I tuto sílu na mezikruží musím zkontrolovat pro snížený pracovní tlak p_B .

Síla na mezikruží:

$$F'_m = p_B \cdot S_m = p_B \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) = 0,44 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (100^2 - 25^2) = 3\,239,8 \text{ N}$$

rov. 11

Podmínka:

$$F'_m = 3\,239,8 \text{ N} \gg F_1 = 700 \text{ N} \dots \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

rov. 12

5.2.3. Kontrola síly F_S pro pracovní tlak p_B

Maximální hodnota síly pro stlačení plynové vzpěry byla zvolena jako dvojnásobek tlačné síly vzpěry, v našem případě $F_S = 1\,400\text{ N}$. Tuto sílu potřebujeme vyvodit při sníženém tlaku na $p_B = 0,44\text{ MPa}$. Výpočet je v následující rovnici.

Síla od motoru s pístem 100 mm, při sníženém tlaku 0,44 MPa:

$$F'_S = p_B \cdot S_1 = p_B \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 0,44 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 3\,455,8\text{ N} \quad \text{rov. 13}$$

Podmínka:

$$F'_S = 3\,455,8\text{ N} > F_S = 1\,400 \dots \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad \text{rov. 14}$$

Z tohoto výpočtu vyplývá, že při 0,44 MPa pracovního tlaku, je stále dosti velká tlaková rezerva pro vyvození potřebné síly pro stlačení vzpěry.

5.2.4. Volba rozmezí pracovních tlaků a poměru zesílení tlaku

Značná rezerva u přepočítaných hodnot sil F'_S a F'_m by mohla nabídat k ještě většímu snížení pracovního tlaku. Musel by však být použit multiplikátor s větším poměrem tlaků (např. 1:4), aby bylo dosaženo potřebného testovacího tlaku 0,8 bar. Tyto zesilovače ale většinou bývají pro menší průtoky. Vzhledem k tomu, že poměr tlaků běžných zesilovačů je 1:2, můžu snížit minimální tlak pouze na 0,3565 MPa, protože jak vyplývá z rovnice (rov. 4) potřebné testovací síly $F_B = 5600\text{ N}$ bude dosaženo při tlaku 0,713 MPa, a to bez žádné silové rezervy. Zvolím tedy pracovní tlak o něco vyšší, konkrétně vypočítaný $p_B = 0,44\text{ MPa}$.

Pracovní tlak systému:

$$p_S = 0,44\text{ MPa} = 4,4\text{ bar}$$

Zesílení tlaku:

$$1:2$$

Maximální zesílený testovací tlak:

$$p_{Zmax} = 0,88\text{ MPa} = 8,8\text{ bar}$$

Díky takto zvoleným pracovním parametrům splním všechny silové požadavky zařízení.

Zvolený hlavní válec testovacího zařízení by mohl pracovat s tlakem p_{Zmax} až 1 MPa, ale pracovní tlaku systému by musel být zvednut na $p_S = 0,5\text{ bar}$. Zvýšila by se nám tím síla válce pro odbrzdění nad optimálních 50N. Záleží zde na způsobu brzdění konkrétní vzpěry, museli bychom se předem ujistit, že při vyšší síle nebude brzdící mechanismus poškozen.

5.3. Výpočet mezních parametrů testovacího zařízení

Stlačovací síla F_S při tlaku systému p_S :

$$F_S = p_S \cdot S_1 = p_S \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 0,44 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 3\,455,8 \text{ N} \quad \text{rov. 15}$$

Síla na mezikruží při tlaku systému p_S :

$$F_m = p_S \cdot S_m = p_S \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) = 0,44 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (100^2 - 25^2) = 3\,239,8 \text{ N} \quad \text{rov. 16}$$

Testovací síla F_B při tlaku systému p_S :

$$F_B = F_S = 3\,455,8 \text{ N} \quad \text{rov. 17}$$

Testovací síla F_B při maximálním multiplikovaném testovacím tlaku p_{Zmax} :

$$F_{BZmax} = p_{Zmax} \cdot S = p_{Zmax} \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 0,88 \cdot \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 6\,911,5 \text{ N}$$

Tabulka 1 - rozmezí pracovních parametrů zařízení

Pracovní tlak systému	0,44 MPa
Rozmezí testovacích tlaků	0,44 – 0,88 MPa
Rozmezí testovací síly F_B	3 455,8 – 6 911,5 N
Síla pro zvedání závěsného závaží F_m	do 3 239,8 N
Síla pro zasouvání plynové vzpěry F_S	3 455,8 N

5.4. Kontrola pístnice hlavního válce na vzpěr

Kontrolu počítám pro maximální sílu F_{BZmax} vyvozenou zařízením při maximálním tlaku p_{Zmax} .

Moment setrvačnosti:

$$J = \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,025^4}{64} = 19\,175 \text{ mm}^4 \quad \text{rov. 18}$$

Redukovaná délka:

$$L_{red} = 2 \cdot H = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ m} \quad \text{rov. 19}$$

Modul pružnosti oceli:

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \text{rov. 20}$$

Kritická síla:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 19\,175}{1^2} = 39\,700\,N \quad \text{rov. 21}$$

Dovolená kritická síla:

$\nu = 5$... součinitel bezpečnost

$$F_{kr\,Dov} = \frac{F_{kr}}{\nu} = \frac{39\,700}{5} = 7\,940\,N \quad \text{rov. 22}$$

$$F_{BZmax} = 6\,911,5\,N < F_{kr\,Dov} = 7\,940 \dots \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad \text{rov. 23}$$

Kontrola na mezní případ vzpěru v konečné poloze:

$$F_{sk\,Max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 490,9\,N \quad \text{rov. 24}$$

$$F_{sk\,Max} = 490,9\,N < F_{kr\,Dov} = 7\,940 \dots \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad \text{rov. 25}$$

5.5. Výpočet ekvivalentního průtoku

Z rovnice kontinuity nejdříve spočítám skutečný průtok motoru potřebný pro vykonání operace se zadanou rychlostí:

$$Q_1 = S_1 \cdot \nu = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \nu = \frac{\pi \cdot 0,100^2}{4} \cdot 0,5 = 3,93 \cdot 10^{-3} m^3 \cdot s^{-1} \quad \text{rov. 26}$$

$$Q_1 = 235,8\,dm^3 \cdot min^{-1} \quad \text{rov. 27}$$

Ekvivalentní průtok počítám v tlakové větvi pro vysouvání pístnice. Kontrola probíhá pro operaci stlačování plynové vzpěry, při které musí být dosaženo síly F_S , která je maximálně dvojnásobkem tlačné síly plynové vzpěry F_1 . Pro výpočet uvažuji tlak systému p_S , a vypočítaný průtok přepočítám na normální, podle rovnice níže:

$$p_{abs} = p_S + 0,1 = 0,44 + 0,1 = 0,54\,MPa \quad \text{rov. 28}$$

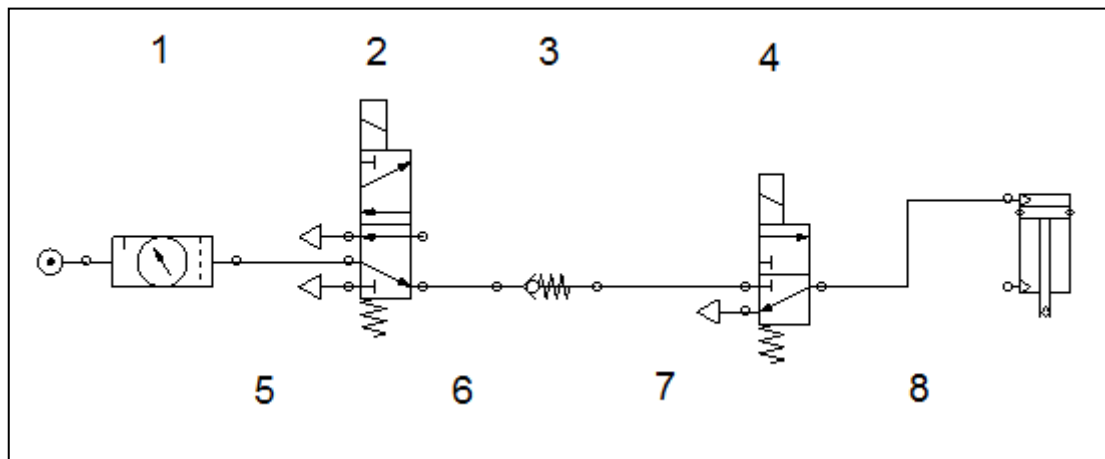
$$Q_N = Q_1 \cdot \frac{p_{abs}}{p_N} = 3,93 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,54}{0,1} = 0,021222\,m^3 \cdot s^{-1} \quad \text{rov. 29}$$

$$Q_N = 2\,122\,dm^3 \cdot min^{-1} \quad \text{rov. 30}$$

Pro jednotlivé prvky obvodu odečítám z katalogu FESTO hodnoty jmenovitého normálního průtoku. Hodnoty průtoku šroubeními a hadicemi jsem volil dle skript

„Pneumatické prvky a systémy Díl 1“, pro potrubí z výpočtového diagramu 8.8 str.218 a pro šroubení z tabulky 8.3 str.218.

Schéma uvažované tlakové větve:



Obr. 5.5.1 - Schéma tlakové větve

Parametry systému:

- jmenovitý průtok $Q_N = 2\,122 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- tlak systému $p_S = 0,44 \text{ MPa}$

Zvolené prvky dle katalogu FESTO:

1 - jednotka úpravy vzduchu:	FRC-1/2-D-MAXI	G 1/2 - $Q_{Nn1} = 7600 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$
2 - 5/2 rozvaděč:	JMFH-5-1/2	G 1/2 - $Q_{Nn2} = 4500 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$
3 - jednosměrný ventil	H-1/2-B	G 1/2 - $Q_{Nn3} = 5500 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$
4 - 3/2 rozvaděč	MFH-3-3/4	G 3/4 - $Q_{Nn4} = 7500 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$

Prvky s parametry odhadovanými dle grafů ze skript:

- šroubení G1/2	QSL-G1/2-12	- $Q_{Nn10} = 8440 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$
- šroubení G3/4	QS-G3/8-12	- $Q_{Nn9} = 24500 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$
5 - hadice $l = 1 \text{ m}$	PAN-12x1,75-NT	- $Q_{Nn5} = 7500 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$
6 - hadice $l = 0,2 \text{ m}$	PAN-12x1,75-NT	- $Q_{Nn6} = 8100 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$
7 - hadice $l = 0,3 \text{ m}$	PAN-12x1,75-NT	- $Q_{Nn7} = 8000 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$
8 - hadice $l = 0,5 \text{ m}$	PAN-12x1,75-NT	- $Q_{Nn8} = 7800 \text{ dm}^3 \text{min}^{-1}$

Výpočet ekvivalentního průtoku:

$$\begin{aligned}
 Q_{Nekv} &= \sqrt{\frac{1}{\sum \frac{1}{Q_{ni}^2}}} = \\
 &= \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{7600^2} + \frac{1}{4500^2} + \frac{1}{5500^2} + \frac{1}{7500^2} + \frac{6}{8440^2} + \frac{2}{24500} + \frac{1}{7500} + \frac{1}{8100^2} + \frac{1}{8000^2} + \frac{1}{7800^2}}} \\
 &= \\
 &= 2245,6 \, dm^3 \cdot min^{-1} \qquad \qquad \qquad rov. 31
 \end{aligned}$$

Podmínka:

$$Q_{Nekv} \geq Q_N \qquad \qquad \qquad rov.32$$

$$2245,6 \, dm^3 \cdot min^{-1} \geq 2 \, 122 \, dm^3 \cdot min^{-1} \dots \Rightarrow \text{vyhovuje} \qquad \qquad \qquad rov.33$$

6. SPECIFIKACE POUŽITÝCH PRVKŮ

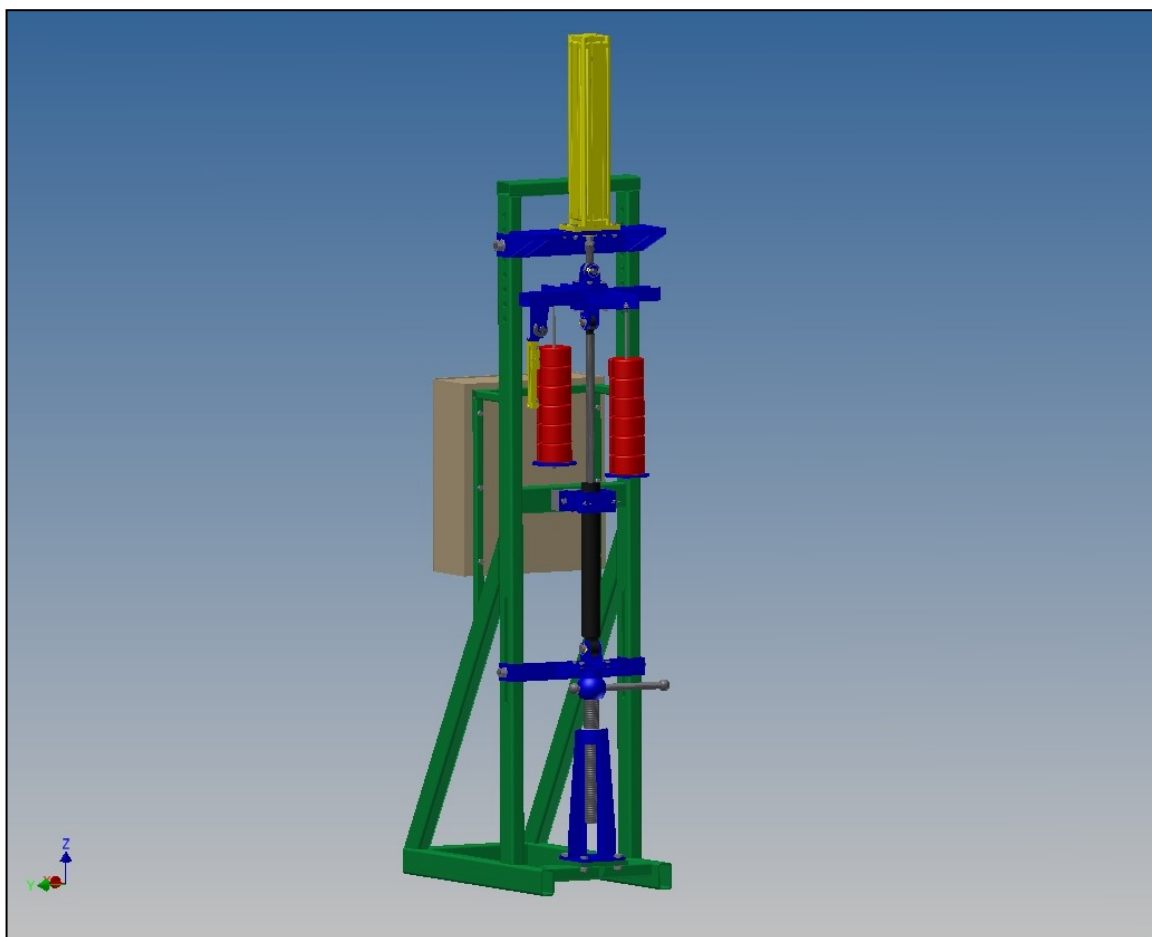
K realizaci byl vybrán elektropneumatický řídicí obvod (příloha D). Pneumatické motory byly zvoleny na základě výpočtů v kapitole 5. Katalogové označení všech pneumatických prvků a jejich základní parametry jsou uvedeny v *Tabulka 2*, elektronické součásti pak v *Tabulka 3*.

Tabulka 2 – přehled použitých pneumatických a elektropneumatických prvků.

Prvek	Katalogové označení	Číslo na výkrese	Pracovní tlak	Teplota média o okolí	Počet kusů
-	-	-	[bar]	[°C]	-
Hlavní pneum. válec	DNC-100-500-PPV	2A	0,6 - 12	od -20 do +80	1
Bezpečnostní p. válec brzdy	DGC-12-100-G-P-A ZUB-2G	1A	2,5 - 8	od -10 do +60	1
Hlavní 5/2 bistabilní rozvaděč	JMFH-5-1/2	2V1	2 - 8	od - 5 do +40	1
5/2 bistabilní rozvaděč brzdy	CPE18-M1H-5J-QS-10	1V1	2 - 10	od - 5 do +50	1
3/2 NC rozvaděč monostabilní	MFH-3-3/4	2V3, 2V5	2 - 8	od - 5 do +40	2
3/2 NC rozvaděč monostabilní	CPE10-M1BH-3GL-QS-4	0V1	2,5 - 10	od - 5 do +50	1
3/2 NO ventil monostabilní	CPE24-M1H-30L-3/8	2V4	2,5 - 10	od - 5 do +50	1
Odpojovací 3/2 NO, pneu.ř.	SYJA722-01F	2V8	-0,95 - 10	od 0 do +60	1
4/3 rozvaděč	VEHR-AH-M04C-G12-LD	2S1, 0V2	-0,95 - 10	od -20 do +80	2
Jednosměrný ventil	H-1/2-B	2V6, 2V7	0,4 - 12	od -10 do +60	2
Škrťací ventil s obtokem brzdy	GRLA-M5-QS-6-RS-D	1V2, 1V3	0,2 - 10	od -10 do +60	2
Škrťací ventil s obtokem	GRLA-3/4-B	2V12	0,3 - 10	od -10 do +60	1
Škrťací ventil, tlumič hluku	GRU-1/2-B	2V9	0 - 10	od -10 do +70	1
Multiplikátor tlaku	DPA-100-10	0Z2	2 - 10	od 5 do +60	1
Počítadlo cyklů	PZV-E-C	0S4	2 - 8	od 0 do +60	1
Jednotka úpravy stlač. vzduchu	FRC-1/2-D-MAXI	0Z1	1 - 16	od -10 do +60	1

Tabulka 3 – elektronické prvky

Prvek	Katalogové označení	Číslo na výkrese	Pracovní napětí	Počet kusů
-	-	-	[V]	-
Řídicí jednotka	FED-UIIM	-	24	1
Snímače polohy pístu válce brzdy	DGC-12-100-G-P-A ZUB-2G	I 0.0, I0.1	12 - 24	2
Elektrický koncový spínač	ER-318	I0.2, I0.3	12 - 24	2
Startovací tlačítko	P-C7053AF (ARCOLECTRIC)	I 0.4	250	1
Čidlo tlaku	SPAB-P10R-R18-2P-K1	I0.5, I0.6	12 - 24	2
Tlakový spínač	SPBA-P2R-G18-2P-M12-0,25X	I 0.7	22 – 26	1



Obr. 6 – Ilustrační obrázek navrženého zařízení

7. ZÁVĚR

Úkolem diplomové práce bylo navržení zkušebního zařízení pro testování plynových vzpěr. V diplomové práci jsem se nejprve zabýval obecně vlastnostmi, konstrukčními typy a parametry plynových vzpěr, následně jsem provedl vstupní analýzy týkající se samotného navrhovaného zařízení. Na základě provedených úvah jsem navrhl řídicí obvody a vybral elektropneumatickou variantu řízení k realizaci. Pro tento obvod jsem provedl potřebné výpočty a specifikoval použité prvky.

Celé zařízení jsem se pokoušel navrhnout tak, aby bylo co možná nejuniverzálnější, vzhledem k nepřebernému množství typů, konstrukcí, pracovních parametrů a jiných vlastností plynových vzpěr, lišících se pro jednotlivé výrobce. Zvolený elektropneumatický obvod má nespornou výhodu v tom, že změnou programu elektronické řídicí jednotky lze naprogramovat potřebný sled vykonávaných operací, jak s použitím samotného hlavního válce pro vzpěry bez blokace, tak s použitím obou válců pro testování blokových plynových vzpěr, jako v případě uvažovaném v diplomové práci, nemluvě o výhodách, které již byly popsány při návrhu obvodu. Z konstrukčního hlediska, díky variabilnímu systému upevnění mohou být na tomto zařízení testovány vzpěry v rozmezí zdvihů od 250 do 600 mm. Zařízení je navíc navrženo tak, aby v případě potřeby, bylo možné minimální úpravou připojovacích prvků, či jejich záměnou, testovat téměř jakoukoli plynovou vzpěru. Testovaná hodnota tlačné síly pak závisí na hmotnosti zavěšeného závaží. Díky zařazení redukčních ventilů v obvodu, můžeme pracovat v rozmezí tlaku až do 1 MPa, v závislosti na požadované hodnotě stlačovací nebo testované blokovací síly. Zařízení je navrženo tak, aby bylo i uživatelsky přívětivé a bezpečné. Upevnění vzpěry zjednoduší pneumatická manipulace, kterou přizvedneme závaží, poté můžeme pohodlně pomocí šroubů upevnit vzpěru. Ovládací prvky na ventilové skříni umožňují pohodlné přepínání pracovního a manipulačního režimu, spouštění a ovládání pracovního cyklu, i převedení zařízení do klidového stavu.

V zásadách pro vypracování, které jsou součástí zadání diplomové práce, byly uvedeny parametry testované plynové vzpěry. Návrh pouze pro tyto parametry by byl na úkor univerzálnosti stroje a tím i jeho ekonomičnosti. Proto jsem navrhl zařízení pracující s velkými rozsahy pracovních parametrů, které bezpečně splní požadavky uvedené v zadání.

8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY, ZDROJE

Literatura:

- [1] KOPÁČEK, J.; ŽÁČEK, M.; *Pneumatická zařízení strojů*. VŠB-Technická Univerzita Ostrava, 2008. Ostrava : Ediční středisko VŠB – TU Ostrava. ISBN 978-80-248-0442-2.
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav.; *Pneumatické mechanismy, Díl I. Pneumatické prvky a systémy*. VŠB-Technická Univerzita Ostrava, 2005. Ostrava : Ediční středisko VŠB – TU Ostrava. ISBN 80-248-0879-X.
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav.; *Pneumatické mechanismy, Díl II. Řízení pneumatických systémů*. VŠB-Technická Univerzita Ostrava, 2005. Ostrava : Ediční středisko VŠB – TU Ostrava. ISBN 80-248-0880-3.
- [4] KOPÁČEK, J.; ŽÁČEK, M.; *Cvičení z řízení pneumatických systémů*. VŠB-Technická Univerzita Ostrava, 2004. Ostrava : REPRONIS, Ostrava. ISBN 80-248-0692-4
- [5] KOLEKTIV AUTORŮ.; *SMC Training – Stlačený vzduch a jeho využití*. Brno: SMC Industrial Automation CZ s.r.o. 2. vydání. 344 s.

Online katalogy:

- [6] ECKOLD & VAVROUCH, spol. s r.o.; *Katalog vzpěr tažných*. [cit.2012-02-01]. Dostupný z WWW: <http://www.eckold.cz/data/blob/catalog-application_pdf-20101012043410-9916-katalog-plynovych-vzper-taznych.pdf>.
- [7] GAYSAN Industrial Support Systems Ltd. & Co. KG.; *Gaysan Gas Spring Catalogue*. [cit.2012-02-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.gaysan.cz/Files/Gaysan%20Gas%20Spring%20catalogue%20english/gaysan%20gas%20spring%20catalogue%20english.html>>.
- [8] ECKOLD & VAVROUCH, spol. s r.o.; *Catalog-application_octet-stream-20090724111703-4807-technicke-predpisy-pro-plynove-vzpery*. [cit.2012-02-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.eckold.cz/produkty/plynove-pruziny-2/>>.
- [9] Festo, spol. s r.o.; *Katalog – výrobky*. [cit.2012-05-18]. Dostupný z WWW: <http://www.festo.com/pnf/cs_cz/products/catalog>.

Webové stránky:

- [10] I.Jaroš - Morenia s.r.o.; *Plynové vzpěry*. [cit.2012-02-01] Dostupné z WWW: <<http://www.plynovevzpery.eu/index.html>>.
- [11] MOLITON CZECH spol. s r.o.; *Plynové vzpěry a tlumiče – typy vzpěr*. [cit.2012-02-01] Dostupné z WWW: <http://www.plynova-vzpera.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=62&Itemid=87>.
- [12] MONTAKO CZ s.r.o.; *Plynové pružiny tlačné 50N - 4000N včetně příslušenství*. [cit.2012-02-01] Dostupné z WWW: <<http://www.montako.cz/kategorie/plynove-vzpery--pruziny.aspx>>.
- [13] ECKOLD & VAVROUCH, spol. s r.o.; *Plynové pružiny*. [cit.2012-02-01] Dostupné z WWW: <<http://www.eckold.cz/produkty/plynove-pruziny-2/>>.
- [14] GAYSAN Industrial Support Systems Ltd. & Co. KG.; *Life improving technology - popis výrobků*. [cit.2012-02-01] Dostupné z WWW: <<http://www.gaysan.cz/vyrobky.html>>.
- [15] GAYSAN Industrial Support Systems Ltd. & Co. KG.; *Life improving technology - typy vzpěr*. [cit.2012-02-01] Dostupné z WWW: <<http://www.gaysan.cz/typyplynovych.htm>>.

9. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: DP_CZA011_1_PPO-5/3-BM

- Schematický výkres řídicího plně pneumatického obvodu, s manipulací pomocí 5/3 rozvaděče, bez multiplikátoru tlaku.

Příloha B: DP_CZA011_2_PPO-3/2-BM

- Schematický výkres řídicího plně pneumatického obvodu, s manipulací pomocí dvou 3/2 rozvaděčů, bez multiplikátoru tlaku.

Příloha C: DP_CZA011_3_PPO-3/2-SM

- Schematický výkres řídicího plně pneumatického obvodu, s manipulací pomocí dvou 3/2 rozvaděčů, s multiplikátorem tlaku.

Příloha D: DP_CZA011_4_EPO

- Schematický výkres elektropneumatického řídicího obvodu, řízeného programovatelnou jednotkou, s pneumatickým počítáním cyklů.

Příloha E: DP_CZA011_5_PR

- Kompletní podoba řídicího programu pro elektronickou řídicí jednotku.

Příloha F: DP_CZA011_6_SESTAVA

- Sestavný výkres navrženého zkušebního zařízení.

Příloha G: Diplomová práce – datové CD

- datové CD obsahující elektronickou podobu Diplomové práce s krátkými videozáznamy zkoušek navržených pracovních obvodů, pořízenými fotografiemi a jinými použitými materiály.